



TESIS - TM2501

ANALISA DINAMIS DAN KENDALI *NARROW TILTING* *THREE-WHEELED VEHICLE*

MUHAMMAD FADLIL ADHIM
02111650060002

DOSEN PEMBIMBING
DR.ENG. UNGGUL WASIWITONO, ST., M.ENG.SC.

PROGRAM MAGISTER
BIDANG KEAHLIAN TEKNIK OTOMOTIF
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018



TESIS TM2501

**ANALISA DINAMIS DAN KENDALI *NARROW
TILTING THREE-WHEELED VEHICLE***

MUHAMMAD FADLIL ADHIM

02111650060002

DOSEN PEMBIMBING

DR.ENG. UNGGUL WASIWITONO, ST., M.ENG.SC.

PROGRAM MAGISTER

BIDANG KEAHLIAN TEKNIK OTOMOTIF

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2018



THESIS TM2501

DYNAMIC ANALYSIS AND CONTROL NARROW TILTING THREE-WHEELED VEHICLE

MUHAMMAD FADLIL ADHIM

02111650060002

SUPERVISOR

DR.ENG. UNGGUL WASIWITONO, ST., M.ENG.SC.

MAGISTER PROGRAM

AUTOMOTIVE ENGINEERING

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2018

**Tesis ini disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (M.T.)**

**di
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

**Oleh :
Muhammad Fadlil Adhim
02111650060002**

**Tanggal Ujian : 4 Januari 2018
Periode Wisuda : Maret 2018**

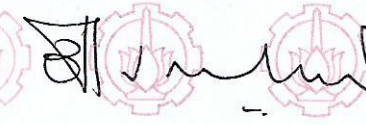
Disetujui Oleh :


**1. Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng.Sc.
NIP: 197805102001121001**

(Pembimbing)


**2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.
NIP: 195106051978031002**

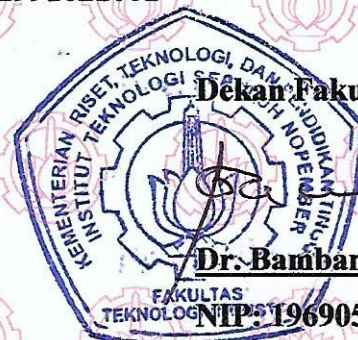
(Penguji)


**3. Ir. Bambang Pramujati, M.Sc.Eng., Ph.D.
NIP: 196912031994031001**

(Penguji)


**4. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA.
NIP: 196508101991021001**

(Penguji)



Dekan Fakultas Teknologi Industri,


Dr. Bambang Lelono Widjiantoro, S.T., M.T.

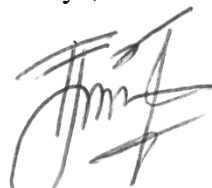
NIP: 196905071995121001

PERNYATAAN KEASLIAN TESIS

Dengan ini saya menyatakan bahwa isi sebagian maupun keseluruhan tesis saya dengan judul “**ANALISA DINAMIS DAN KENDALI *NARROW TILTING THREE-WHEELED VEHICLE***” adalah benar-benar hasil karya intelektual mandiri, diselesaikan tanpa menggunakan bahan-bahan yang tidak diizinkan dan bukan merupakan karya pihak lain yang saya akui sebagai karya saya sendiri

Semua referensi yang dikutip maupun dirujuk telah ditulis secara lengkap di daftar pustaka. Apabila ternyata pernyataan ini tidak benar, saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku.

Surabaya, 17 Januari 2018



Muhammad Fadlil Adhim
02111650060002

ANALISA DINAMIS DAN KENDALI *NARROW TILTING THREE-WHEELED VEHICLE*

Nama Mahasiswa : Muhammad Fadlil Adhim

NRP : 2116206002

Pembimbing : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng.Sc.

ABSTRAK

Kemacetan dan polusi kendaraan menjadi masalah besar terutama di kota-kota besar. Masalah ini disebabkan oleh bertambahnya jumlah kendaraan. Penggunaan mobil dengan hanya 1-2 pengendara/penumpang menjadi salah satu sumber masalah utama kemacetan dan polusi. Penggunaan sepeda motor memang lebih efisien dalam memanfaatkan ruas jalan namun memiliki tingkat keamanan yang rendah.

Salah satu solusinya adalah *Narrow Tilting Three-Wheeled Vehicle (NTTWV)*. Kendaraan ini memiliki 3 roda dengan 2 roda di depan sebagai kemudi dan 1 roda di belakang sebagai penggerak. Sistem *active tilting* digunakan untuk memberikan sudut *roll ϕ* yang berfungsi untuk melawan gaya sentrifugal agar kendaraan tidak guling ketika berbelok.

Tujuan dari penelitian ini adalah membuat model dinamis dari *NTTWV* ketika berbelok serta mendesain sistem kendali torsi *tilting* agar mampu memberikan kestabilan dan keamanan terbaik. Semua parameter kendaraan disesuaikan pada data model 3D di *Autodek Inventor Student*. Model kontak antara roda dan jalan yang digunakan adalah model Dugoff.

Model dinamis telah berhasil divalidasi agar mampu mewakili kondisi *NTTWV* ketika berbelok. Nilai *cornering stiffness* dari model dinamis ini diambil dari rata-rata *cornering stiffness* model *Dugoff* yaitu $K_f = 4208.92 \text{ N/deg}$ dan $K_r = 6635.33 \text{ N/deg}$. Sistem kendali didesain dengan menggunakan *roll gain* $K_\phi = 0.76$. Nilai tersebut mampu memenuhi batas dari sambungan *A-arm* dan kinerja dalam menjaga kendaraan untuk tidak guling. Peningkatan kecepatan kritis sesaat sebelum roda terangkat dibandingkan dengan kendaraan 3 roda *non-tilting* pada $\delta = 5^\circ$ dan $\delta = 10^\circ$ adalah 193% dan 171%.

Kata kunci: *Active Tilting, NTTWV, LQG, PID, Dugoff model*

DYNAMIC ANALYSIS AND CONTROL NARROW TILTING THREE-WHEELED VEHICLE

Student Name : Muhammad Fadlil Adhim

Student Identity Number : 2116206002

Supervisor : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng.Sc.

ABSTRACT

Congestion and pollution become major problem in urban road. The problem is caused by the increase of vehicle number. The use of vehicle with only 1-2 passenger becomes one of the most significant cause of congestion and pollution. In the other hand, motorcycle has better efficiency in using road area, but it has low level of safety.

The proposed solution for this problem is Narrow Tilting Three-Wheeled Vehicle (NTTWV). It has 3 wheels with 2 front wheels as steering and single rear wheel as traction wheel. Active tilting system is used to generate *roll* angle ϕ that can resist the centrifugal force to stabilize the vehicle during cornering.

The goals of this research are to design the dynamic model of the NTTWV during cornering and to design its control for tilting torque to give best safety and comfort. All parameters of the vehicle are based on 3D model in Autodesk Inventor Student. Contact model between tire and road surface use Dugoff model.

The dynamic model is validated to represent the NTTWV condition during cornering. Cornering stiffness value of this dynamic model is generated by averaging the cornering stiffness in Dugoff model: $K_f = 4208.92 \text{ N/deg}$ dan $K_r = 4208.92 \text{ N/deg}$. The control system is designed by using *roll* gain $K_\phi = 0.76$. the *roll* gain can maintain the A-arm joint limit and performance to prevent the vehicle from *roll* out. The improvement of critical speed compared to non-tilting three-wheeled vehicle at $\delta = 5^\circ$ and $\delta = 10^\circ$ are 193% and 171%.

Keywords: Active Tilting, NTTWV, LQG, PID, Dugoff model

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT, atas segala karunia dan ridho-NYA, sehingga tesis dengan judul **“ANALISA DINAMIS DAN KENDALI NARROW TILTING THREE-WHEELED VEHICLE”** ini dapat diselesaikan.

Tesis ini disusun untuk memenuhi salah satu persyaratan memperoleh gelar Magister Teknik (M.T.) dalam program studi Teknik Otomotif pada Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

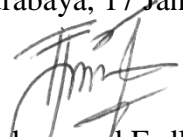
Oleh karena itu, pada kesempatan ini penulis menyampaikan rasa hormat dan terima kasih yang sebesar-besarnya, kepada:

1. Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng.Sc. atas bimbingan, arahan dan waktu yang telah diluangkan kepada penulis untuk berdiskusi selama menjadi dosen wali, dosen pembimbing dan dalam perkuliahan.
2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D., Ir. Bambang Pramujati, M.Sc.Eng., Ph.D., Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA., dan Arif Wahyudi, ST., MT., Ph.D. yang telah memberikan masukan dan saran pada saat seminar proposal dan sidang tesis.
3. Seluruh Dosen program studi Pascasarjana Teknik Mesin ITS.
4. Ketua program studi Pascasarjana Teknik Mesin ITS Prof. Dr.Eng. Prabowo, M.Eng.,
5. Lembaga Pengelola Dana Pendidikan (LPDP) yang telah mendanai seluruh proses perkuliahan penulis.
6. Ibunda Khairiyah, Ayahanda Abd. Mughni Shaleh dan Kakak Nadrotin Mawaddah atas segala dukungan dan do'anya.

Dengan keterbatasan pengalaman, ilmu maupun pustaka yang ditinjau, penulis menyadari bahwa tesis ini masih banyak kekurangan dan dibutuhkan pengembangan lanjut hasil penelitian dapat diterapkan. Oleh sebab itu, penulis sangat mengharapkan kritik dan saran agar tesis ini lebih sempurna serta sebagai masukan bagi penulis untuk penelitian dan penulisan karya ilmiah di masa yang akan datang.

Akhir kata, penulis berharap tesis ini memberikan manfaat bagi kita semua terutama untuk pengembangan ilmu pengetahuan dan teknologi.

Surabaya, 17 Januari 2018


Muhammad Fadlil Adhim
02111650060002

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	iii
PERNYATAAN KEASLIAN TESIS	iv
ABSTRAK	v
KATA PENGANTAR.....	vii
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR.....	x
DAFTAR TABEL	xii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Perumusan Masalah.....	3
1.3. Tujuan Penelitian.....	4
1.4. Batasan Masalah.....	4
1.5. Manfaat Penelitian.....	5
BAB 2 KAJIAN PUSTAKA	7
2.1. <i>Steering Dynamics</i>	7
2.2. <i>Lateral and Roll Dynamics</i>	8
2.3. <i>Tire normal force</i>	10
2.4. <i>Tire Dynamics</i>	11
2.5. Sistem Kendali	12
2.6. <i>PID contorller</i>	13
2.7. <i>LQG Controller</i>	13
BAB 3 METODE PENELITIAN	15
3.1. <i>Flowchart Penelitian</i>	15
3.2. <i>Narrow Tilting Three Wheeled Vehicle (NTTWV)</i>	15
3.3. Parameter Kendaraan	17
3.4. Permodelan Dinamis Kendaraan.....	18

3.5. Permodelan Matematis dan Simulasi Dinamika Kendaraan.....	19
3.6. Permodelan 3D dan Simulasi Dinamis <i>Autodesk Inventor</i>	20
3.7. Perbandingan Simulasi Model Matematis dan Model 3D	21
3.8. Spesifikasi Desain Sistem Kendali	21
3.9. Desain dan Simulasi Sistem Kendali <i>Active Tilting</i>	22
BAB 4 HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN	25
4.1. Nilai <i>Cornering Stiffness Depan K_f</i> dan Belakang <i>K_r</i>	25
4.2. Validasi Model Dinamika Kendaraan.....	26
4.3. <i>Roll Gain K_ϕ</i>	27
4.4. Perbandingan <i>Robustness</i> Kendali <i>PID</i> dan <i>LQG</i>	29
4.5. <i>Roll Angle</i>	32
4.6. <i>Turning Radius</i>	33
4.7. <i>Resultant Acceleration</i>	34
4.8. Peningkatan Kecepatan Kritis.....	35
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	37
5.1. Kesimpulan	37
5.2. Saran	37
DAFTAR PUSTAKA	39
RIWAYAT PENULIS.....	41

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Steering dynamics.....	7
Gambar 2.2 Bicycle model dari <i>NTTWV</i>	8
Gambar 2.3 Model dinamika roll	9
Gambar 2.4 Vertical dynamics	10
Gambar 2.5 Sistem kendali tertutup	12
Gambar 2.6 PID controller diagram	13
Gambar 2.7 LQG controller diagram	14
Gambar 3.1 Flowchart Penelitian	16
Gambar 3.2 Narrow tilting three-wheeled vehicle (NTTWV)	17
Gambar 3.3 Mekanisme tilting roda depan	17
Gambar 3.4 Posisi titik (0,0,0).....	18
Gambar 3.5 Perbandingan ideal roll dan desired roll:	19
Gambar 3.6 Diagram model matematis tanpa kendali	20
Gambar 3.7 Model 3D di Autodesk Inventor	21
Gambar 3.8 Diagram model matematis dengan kendali PID	23
Gambar 3.9 Diagram model matematis dengan kendali LQG	23
Gambar 4.1. Cornering Stiffness dari model linier and model nonlinier Dugoff: (a) ban depan; (b) ban belakang.....	25
Gambar 4.3. (a) Input sudut kemudi; (b) posisi kendaraan dari simulasi Autodesk Inventor Dynamic dan simulasi model matematis	26
Gambar 4.4. Pengaruh percepatan <i>lateral</i> dan nilai <i>roll gain</i> terhadap <i>roll angle</i>	27
Gambar 4.5. Pengaruh percepatan <i>lateral</i> dan nilai <i>roll gain</i> terhadap gaya normal roda dalam	28
Gambar 4.6. Pengujian <i>robustness</i> dengan variasi ketinggian titik berat terhadap <i>roll angle</i> : (a) <i>PID</i> ; (b) <i>LQG</i>	30
Gambar 4.8. Pengaruh dari sudut kemudi dan kecepatan ke arah <i>longitudinal</i> terhadap <i>roll angle</i>	32

Gambar 4.9. Pengaruh dari sudut kemudi dan kecepatan ke arah <i>longitudinal</i> terhadap radius belok.....	33
Gambar 4.10. Pengaruh dari sudut kemudi dan kecepatan ke arah <i>longitudinal</i> terhadap <i>resultant acceleration</i>	34
Gambar 4.11. gaya normal dari roda depan kanan dari <i>non-tilting</i> dan <i>active</i> <i>tilting 3-wheeled vehicle</i> : (a) $\delta = 5$ deg; (b) $\delta = 10$ deg.....	35

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Parameter kendaraan NTTWV	18
Tabel 3.2 Desain spesifikasi kendali NTTWV	22

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Salah satu sumber masalah terbesar dari kemacetan di kota-kota besar adalah bertambahnya jumlah populasi kendaraan. Mobil memiliki pengaruh yang lebih signifikan dibandingkan dengan sepeda motor. Dengan dimensi yang jauh lebih besar, mobil membutuhkan luas jalan yang lebih banyak dibandingkan kendaraan roda 2. Kondisi kemacetan kota diperparah dengan banyaknya mobil yang hanya dikendarai 1 hingga 2 orang. Dengan rasio pengendara per kendaraan yang rendah, mobil juga memiliki potensi menjadi penyumbang polusi yang lebih besar per pengendara.

Keuntungan utama dari sepeda motor adalah dimensinya yang kecil sehingga lebih efektif digunakan pada jalan padat perkotaan. Salah satu kelemahan utama dari sepeda motor adalah faktor keselamatan. Dengan menggunakan roda 2 depan dan belakang, sepeda motor hanya memanfaatkan gaya *gyroscope* untuk tetap berdiri stabil ketika berjalan. Kelemahan ini menjadi sebab sepeda motor sebagai penyumbang pertama jumlah kematian di jalan raya.

Dalam beberapa tahun terakhir, banyak pengembangan kendaraan yang menggabungkan konsep mobil dan sepeda motor yang diwujudkan dalam bentuk *Narrow Tilting Three Wheeled Vehicle*. Kendaraan ini adalah kendaraan roda tiga yang mampu condong seperti layaknya sepeda motor untuk melawan gaya sentrifugal ketika berbelok. Dengan dimensi dan massa yang jauh lebih kecil dari mobil, *NTTWV* memiliki efisiensi yang jauh lebih baik dengan membawa 2 pengendara. Dimensi yang kecil juga berarti kendaraan ini membutuhkan luas jalan yang juga kecil mendekati sepeda motor. *NTTWV* memiliki tingkat keamanan dan kenyamanan yang lebih baik dibandingkan dengan sepeda motor karena memiliki 3 roda sehingga lebih stabil. Dengan beberapa keunggulan di atas, kendaraan ini diharapkan menjadi kompromi terbaik sebagai kendaraan perkotaan yang aman, nyaman dan efisien [1].

Berdasarkan konfigurasinya, kendaraan roda tiga dapat dibedakan menjadi dua jenis. Jenis pertama adalah kendaraan dengan 1 roda depan dan 2 roda belakang sebagaimana yang telah diteliti pada [1][2]. Konfigurasi ini memiliki keunggulan pada pengereman ketika berbelok. Jenis kedua adalah kendaraan roda tiga yang memiliki 2 roda depan dan 1 roda belakang [3]. Kendaraan roda tiga dengan konfigurasi roda seperti ini memiliki kestabilan yang lebih baik dalam berakselerasi ketika berbelok. Perbandingan dari dua jenis kendaraan roda tiga ini telah diteliti dengan membandingkan kecepatan kritis sesaat sebelum roda terangkat dengan sudut kemudi yang konstan pada [4].

Kendaraan roda tiga juga dapat diklasifikasikan berdasarkan jenis mekanisme suspensi yang digunakan. 2 mekanisme paling umum adalah *A-arm* dan *Trailing Arm*. Kedua jenis suspensi ini memiliki kelemahan dan keunggulannya masing-masing. *A-arm* memiliki gerakan ayun yang lebih baik namun membutuhkan jumlah *joint* yang lebih banyak. Di sisi yang lain, *trailing arm* membutuhkan mekanisme yang lebih sederhana namun gerakan ayunnya dapat mengubah panjang dari *wheel base* kendaraan [5].

NTTWV membutuhkan sistem dan kendali *tilting* aktif untuk mendapatkan kestabilan yang lebih baik sebagai konsekuensi dari *track width* yang pendek. Beberapa mekanisme *tilting* telah dikembangkan untuk mengoptimalkan kinerja dan efektifitasnya. Secara umum, ada 2 jenis mekanisme *tilting*: *cabin tilting* dan *chassis tilting* [5]. *Chassis tilting* dapat memberikan dampak *tilting* yang lebih besar dibandingkan dengan *cabin tilting*. Konsekuensinya, *chassis tilting* membutuhkan energi yang lebih besar dan mekanisme yang lebih rumit.

Dinamika kendaraan merupakan dinamika nonlinier yang perlu untuk disederhanakan untuk kepentingan simulasi dan kendali. Beberapa peneliti sebelumnya menggunakan Magic formula untuk memodelkan ban [1][2][6]. Model ban ini menggunakan beberapa parameter untuk mengestimasi perilaku dari ban.

Selain model ban tersebut, terdapat model pendekatan ban yang lebih sederhana yaitu model Dugoff. Model ini merupakan alternatif dari model Magic formula [7]. Dugoff model memodelkan gaya-gaya pada roda berdasarkan penurunan gaya *longitudinal* dan gaya *lateral* pada ban. Tekanan

ke arah vertikal harus diasumsikan untuk memenuhi permodelan ini. Beberapa penelitian sebelumnya juga melibatkan gangguan eksternal pada simulasinya untuk mendapatkan hasil yang lebih presisi [8].

Beberapa metode kendali untuk torsi *tilting* telah digunakan pada beberapa penelitian sebelumnya seperti LQR *control* [6][9]. Sistem *tilting* harus mampu membuat kendaraan memiliki sudut *roll* yang diinginkan berdasarkan percepatan *lateral* dan *longitudinal*. Sistem kendali yang lebih robust seperti sliding mode control telah digunakan pada [1][2][10]. Tujuan utama dari sistem kendali adalah untuk mengoptimalkan kinerja dan efisiensi energi.

Beberapa penelitian dari *narrow tilting vehicle* menggunakan sistem kendali yang membuat kendaraan memiliki *roll* yang ideal ketika berbelok. Sebagaimana model inverted pendulum murni, *roll* ideal ini terjadi pada sepeda motor. Pada kenyataannya, *roll* ideal ini sangat sulit untuk diterapkan pada mekanisme tilting karena keterbatasan sudut sambungan pada sistem suspensi. Penelitian dalam tesis ini mengusulkan sistem kendali baru yang menghasilkan *roll angle* yang lebih mudah diterapkan dibandingkan *roll* ideal. Model matematis pada penelitian ini menggunakan model ban linier yang dihasilkan dengan mengestimasi model non-linier Dugoff.

1.2. Perumusan Masalah

Rumusan masalah pada tesis ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana membuat model dinamis yang mampu mewakili kondisi kendaraan *NTTVW* ketika berbelok.
2. Bagaimana mendesain kendali input torsi *tilting* agar mampu memberikan respon yang sesuai dengan spesifikasi dengan penerapan *roll gain* untuk mengurangi *roll angle* yang dibutuhkan.
3. Bagaimana pengaruh kecepatan *longitudinal* dan sudut kemudi terhadap *roll angle*, gaya normal roda dalam dan percepatan resultan yang terjadi
4. Berapa peningkatan kecepatan kritis sesaat sebelum roda terangkat dibandingkan dengan kendaraan 3 roda *non-tilting*.

1.3. Tujuan Penelitian

Tujuan dari Tesis ini adalah sebagai berikut :

1. Membuat model dinamis yang mampu mewakili kondisi kendaraan *NTTVW* ketika berbelok.
2. Mendesain sistem kendali input torsi *tilting* agar mampu memberikan respon yang sesuai dengan spesifikasi dengan penerapan *roll gain* untuk mengurangi *roll angle* yang dibutuhkan.
3. Mengevaluasi pengaruh kecepatan *longitudinal* dan sudut kemudi terhadap *roll angle*, gaya normal roda dalam dan percepatan resultan yang terjadi
4. Menghitung peningkatan kecepatan kritis sesaat sebelum roda terangkat dibandingkan dengan kendaraan 3 roda *non-tilting*.

1.4. Batasan Masalah

Penelitian ini memiliki beberapa batasan masalah sebagai berikut :

1. Dimensi, massa dan inersia setiap bagian kendaraan *NTTWV* dan pengendaranya didasarkan pada data model 3D dalam *software Autodesk Inventor Student*.
2. Kendaraan yang diteliti adalah kendaraan roda tiga berpengerak roda belakang dengan 2 pengendara, 2 roda depan dan *active tilting mechanism*.
3. Permodelan kontak ban dan permukaan jalan menggunakan nilai *cornering stiffness* K_f dan K_r yang didapatkan dari nilai rata-rata pada model Dugof [6].
4. Sistem kendali utama menggunakan metode *linear quadratic gaussian (LQG)* dengan nilai *disturbance* dan *noise* yang konstan.
5. Sistem kendali *LQG* juga akan dibandingkan dengan sistem kendali *proportional-integral-derivative (PID)*. Perbandingan ini dilakukan dalam pengujian *robustness* terhadap perubahan tinggi titik berat.
6. Pengaruh akselerasi longitudinal diabaikan dalam variasi kecepatan untuk menyederhanakan model matematis.

1.5. Manfaat Penelitian

Keterbatasan sudut sambungan pada sistem suspensi membuat *roll* ideal sangat sulit untuk diaplikasikan. Manfaat dari penelitian ini adalah memberikan alternatif sistem kendali yang lebih mudah diterapkan pada kendaraan *narrow tilting vehicle* dengan penerapan nilai *roll* yang lebih kecil dari nilai *roll* ideal. Karena dengan adanya 2 roda di bagian depan, pada dasarnya kendaraan ini tidak membutuhkan *roll* ideal untuk menghindari guling. Penelitian ini juga diharapkan mampu berkontribusi dalam permodelan dinamis dan desain kendali dari kendaraan *NTTWV*.

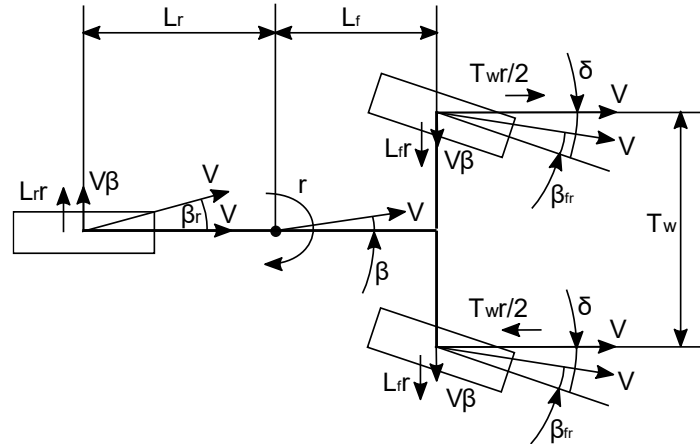
BAB 2

KAJIAN PUSTAKA

2.1. *Steering Dynamics*

Dalam menentukan pergerakan dinamis kendaraan, pengaruh dinamika kemudi sangat besar. Pada *NTTWV* kemudi berada pada 2 roda depan sedangkan roda belakang hanya berfungsi sebagai penggerak. Dinamika kemudi dianalisa pada arah *longitudinal* dan *lateral* seperti pada Gambar 2.1.

Roda depan memiliki sudut kemudi δ yang merupakan sudut antara roda dengan arah *longitudinal* kendaraan. Sementara itu arah dari roda belakang selalu searah dengan arah *longitudinal* kendaraan. Maka dari itu, persamaan sudut sideslip dapat dirumuskan sebagaimana pada persamaan (1) - (3).



Gambar 2.1 *Steering dynamics*

$$\beta_{fr} = \frac{v\beta - L_f r}{V - T_w/2} + \delta \quad (1)$$

$$\beta_{fl} = \frac{v\beta - L_f r}{V + T_w/2} + \delta \quad (2)$$

$$\beta_r = \frac{v\beta + L_r r}{V} \quad (3)$$

Dengan mengasumsikan nilai $\frac{T_w}{2}/v$ sangat kecil, maka nilainya dapat diabaikan. Persamaan (1) – (2) dapat disederhanakan menjadi persamaan (4) dan (5). Dua persamaan tersebut selanjutnya akan digunakan pada analisa dengan model 2 roda atau setengah kendaraan dengan mengasumsikan $\beta_f = \beta_{fr} = \beta_{fl}$.

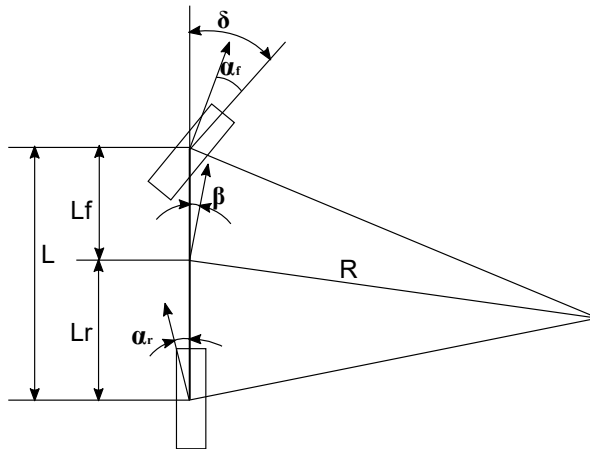
$$\beta_f = \beta_{fr} = \beta_{fl} = \beta - \frac{L_f r}{V} + \delta \quad (4)$$

$$\beta_r = \beta + \frac{L_r r}{V} \quad (5)$$

2.2. Lateral and Roll Dynamics

Model dinamis dari dinamika kendaraan pada penelitian ini menggunakan model 5 *DOF* [11]. Gambar 2.2 menunjukkan model setengah kendaraan untuk menganalisa dinamika planar dari *NTTWV*. dinamika planar meliputi dinamika *lateral* dan *yaw* sebagaimana yang telah dimodelkan pada persamaan (6) dan (7). Pada model setengah kendaraan ini, m merupakan massa total dari kendaraan sedangkan K_f dan K_r adalah koefisien *cornering stiffness* dari roda depan dan belakang. *Cornering stiffness* merupakan kekakuan berbelok yang menunjukkan besar gaya *lateral* pada roda pada sudut lip yang terjadi dengan satuan N/deg. Kecepatan kendaraan ke arah *longitudinal* V dan sudut kemudi δ menimbulkan sudut *side slip* β dan sudut *roll* ϕ serta menyebabkan kendaraan memiliki kecepatan sudut r .

Persamaan (8) dan (9) digunakan untuk menentukan pengaruh dari *roll* terhadap perubahan gaya *lateral* pada roda. K_{cf} dan K_{cr} merupakan koefisien *cornering thrust stiffness* yang disebabkan geometri suspensi ketika *rolling*. *Cornering thrust stiffness* menunjukkan pengaruh sudut *roll* pada roda terhadap perubahan gaya *lateral*. Kendaraan ini memiliki sudut *roll* yang besar yang bisa menyebabkan pengaruh yang signifikan pada gaya-gaya roda ketika berbelok.



Gambar 2.2 *Bicycle model* dari *NTTWV*

$$mV \frac{d\beta}{dt} + 2(K_f + K_r)\beta - \left(mV + \frac{2(-L_f K_f + L_r K_r)}{V}\right)r + 2Y_\varphi \varphi = -2K_f \delta \quad (6)$$

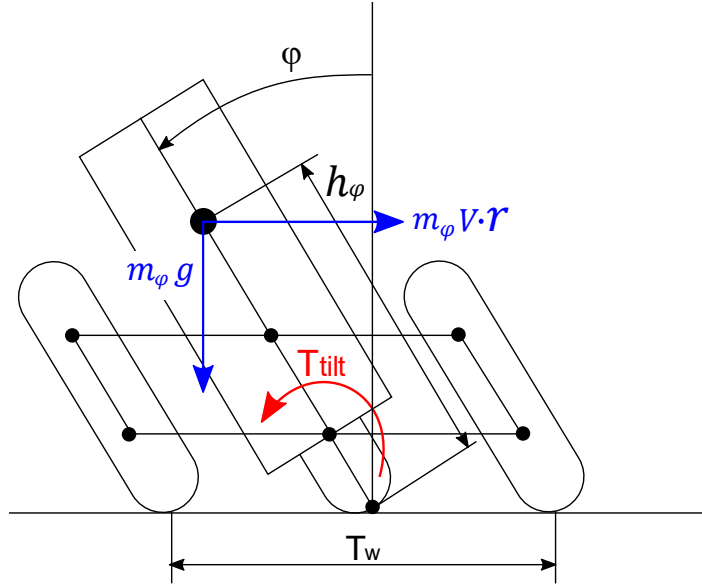
$$-2(L_f K_f - L_r K_r)\beta + I_z \frac{dr}{dt} + \frac{2(L_f^2 K_f + L_r^2 K_r)r}{V} - 2N_\varphi \varphi = 2L_f K_f \delta \quad (7)$$

$$Y_\varphi = \left(\frac{\partial \alpha_f}{\partial \varphi} K_f + \frac{\partial \alpha_r}{\partial \varphi} K_r\right) - \left(\frac{\partial \varphi_f}{\partial \varphi} K_{cf} + \frac{\partial \varphi_r}{\partial \varphi} K_{cr}\right) \quad (8)$$

$$N_\varphi = \left(\frac{\partial \alpha_f}{\partial \varphi} L_f K_f + \frac{\partial \alpha_r}{\partial \varphi} L_r K_r\right) - \left(\frac{\partial \varphi_f}{\partial \varphi} L_f K_{cf} + \frac{\partial \varphi_r}{\partial \varphi} L_r K_{cr}\right) \quad (9)$$

Dinamika *roll* dari kendaraan *NTTWV* telah dimodelkan secara independen dari dinamika *lateral*. Independensi ini dibutuhkan untuk membuat model matematis mampu diubah ke bentuk *standard state space*. Dinamika *roll* ini diasumsikan sebagai model *rigid body* sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 2.3. persamaan (10) adalah persamaan *roll* yang juga telah diturunkan dari [11]. m_φ adalah massa total dari *rolling bodies* yang posisi titik beratnya berada pada ketinggian h_φ . *Rolling bodies* ini meliputi semua bodi kendaraan kecuali beberapa bagian suspensi. Motor aktuator telah ditempatkan dalam persamaan ini sebagai torsi tilting $T_{tilting}$.

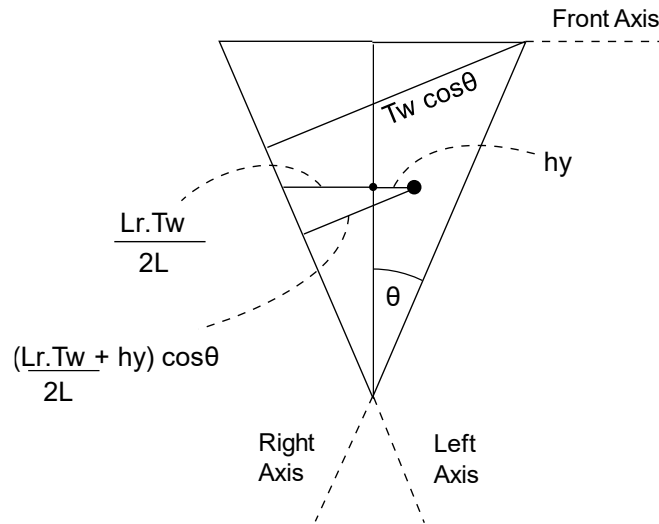
$$-m_\varphi h_\varphi V \cdot r + I_x \frac{d^2 \varphi}{dt^2} - m_\varphi g h_\varphi \varphi = T_{tilting} \quad (10)$$



Gambar 2.3 Model dinamika *roll*

2.3. Tire normal force

Kendaraan roda tiga memiliki keunikan dalam terjadinya gaya normal pada setiap rodanya. Sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 2.4, kesetimbangan momen perlu dianalisa pada 3 axis yang berbeda. Ketika kendaraan ini berbelok ke kanan, mekanisme tilting aktif pada kendaraan ini akan menimbulkan *roll* ke arah kanan untuk melawan gaya sentrifugal. Sudut *roll* ini akan mengubah posisi center of gravity (COG) dari kendaraan ke arah kanan yang dihitung sebagai h_y . Pada arah vertikal, ketinggian COG juga berubah dari h menjadi h_z . Persamaan (11) hingga (13) telah dihitung dari axis depan, kanan dan kiri. Karena kendaraan berbelok ke kanan, gaya normal kritis F_z pasti akan terjadi di roda depan kanan F_{zfr} .



Gambar 2.4 Vertical dynamics

$$h_y = h \sin \varphi, \quad h_z = h \cos \varphi$$

$$\Sigma M_{front} = 0$$

$$m_v g L_f + F_x h_z - F_{zr} L = 0$$

$$F_{zr} = \frac{m_v g L_f + F_x h_z}{L} \quad (11)$$

$$\Sigma M_{left} = 0$$

$$m_v g \left(\frac{L_r T_w}{2L} + h_y \right) \cos \theta - (F_y \cos \theta + F_x \sin \theta) h_z - F_{zfr} T_w \cos \theta = 0$$

$$F_{zfr} = \left(\frac{m_v g \left(\frac{L_r T_w}{2L} + h_y \right) \cos \theta - (F_y \cos \theta + F_x \sin \theta) h_z}{T_w \cos \theta} \right) \quad (12)$$

$$\Sigma M_{right} = 0$$

$$-m_v g \left(\frac{L_r T_w}{2L} - h_y \right) \cos \theta - (F_y \cos \theta - F_x \sin \theta) h_z + F_{zfr} T_w \cos \theta = 0$$

$$F_{zfl} = \left(\frac{m_v g \left(\frac{L_r T_w}{2L} - h_y \right) \cos \theta + (F_y \cos \theta - F_x \sin \theta) h_z}{T_w \cos \theta} \right) \quad (13)$$

2.4. Tire Dynamics

Dugoff's Model adalah model matematis ban yang digunakan dalam penelitian ini. Model matematis ini menggunakan kombinasi dari gaya *lateral* dan *longitudinal*. Pada model ini distribusi tekanan vertikal pada roda diasumsikan uniform [12]. Model ini sangat cocok digunakan pada roda yang memiliki sudut *camber* yang besar seperti *NTTWV*.

Keunggulan lain dari model ini adalah membutuhkan parameter yang lebih sedikit dibandingkan model-model matematis lain seperti *Magic Formula* pada [11]. Hali ini disebabkan karena model Dugoff ini menggunakan pendekatan analitis yang diturunkan dari rumus keseimbangan gaya [9] seperti ditunjukkan pada persamaan (14)-(15). Untuk menghitung gaya *longitudinal* F_{xi} dan gaya *lateral* F_{yi} , persamaan ini membutuhkan beberapa parameter: gaya vertikal (F_{zi}), *longitudinal stiffness* (C_σ), *cornering stiffness* (C_α), *slip ratio* (σ), *tire side slip* (α), dan *friction coefficient* (μ).

$$F_{xi} = C_\sigma \left(\frac{\sigma}{1+\sigma} \right) f(k) \quad (14)$$

$$F_{yi} = C_\alpha \left(\frac{\tan \alpha}{1+\sigma} \right) f(k) + C_\gamma \theta \quad (15)$$

$$k = \frac{\mu F (1 + \sigma)}{2 \sqrt{(C_\sigma \sigma)^2 + (C_\alpha \tan \alpha)^2}}$$

$$f(k) = (2 - k)k \quad \text{jika } k < 1$$

$$f(k) = 1 \quad \text{jika } k \geq 1$$

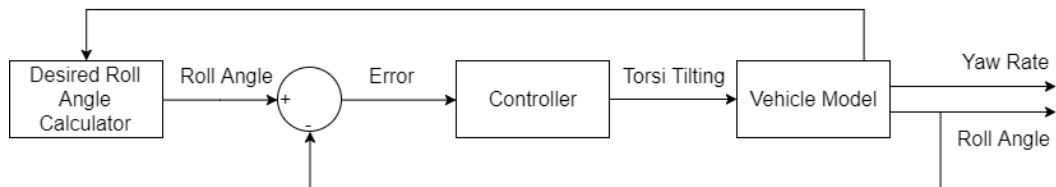
2.5. Sistem Kendali

Sistem Kendali yang digunakan dalam penelitian ini adalah sistem kendali tertutup dengan *feedback* seperti ditunjukkan pada Gambar 2.5. Sistem kendali tertutup didesain agar mampu secara otomatis menjaga output sudut *roll* yang diinginkan dengan membandingkannya dengan referensi sudut *roll* yang seharusnya. Referensi tersebut didapatkan *desired roll angle calculator* yang proses perhitungannya berdasarkan persamaan (16) dan (17). Proses perbandingan tersebut dilakukan dengan menghitung *error* yang merupakan selisih dari *output* sebenarnya dengan referensi. *Roll gain* K_ϕ berfungsi untuk mengubah sudut *roll* ideal ϕ_{ideal} menjadi sudut *roll* yang diinginkan $\phi_{desired}$. Sudut *roll* ideal digunakan dalam analisa kendaraan dengan karakter *inverted pendulum* murni seperti sepeda motor. *NTTWV* memiliki *track width* yang memungkinkan kendaraan ini untuk memiliki sudut *roll* yang lebih kecil. Sudut *roll* yang diinginkan $\phi_{desired}$ adalah sudut *roll* ideal ϕ_{ideal} dikalikan dengan *roll gain* K_ϕ . Nilai *gain* ini juga akan mengakibatkan terjadinya percepatan resultan yang akan dirasakan oleh pengendara ketika berbelok [15]. Nilai dari percepatan resultan ini dihitung dari persamaan (18). Arah dari percepatan resultan adalah tegak lurus dari bodi kendaraan yang mengalami *roll*.

$$\phi_{ideal} = \tan^{-1} \left(\frac{Vr}{g} \right) \quad (16)$$

$$\phi_{desired} = K_\phi \phi_{ideal} \quad (17)$$

$$a_{res} = Vr \cos \phi - g \sin \phi \quad (18)$$



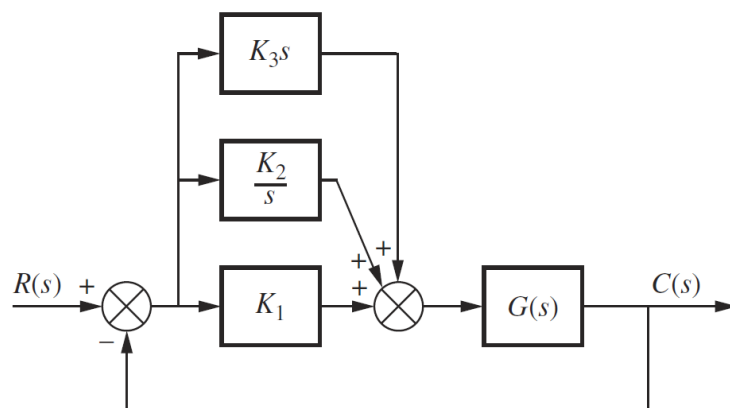
Gambar 2.5 Sistem kendali tertutup

2.6. PID controller

Proportional integral derivative controller (PID controller) merupakan mekanisme kendali tertutup dengan *feedback* yang sangat umum digunakan dalam sistem kendali. *PID controller* secara terus menerus akan menghitung nilai *error* sebagai selisih dari *output* yang diinginkan dan *output* yang terukur. *PID controller* kemudian menerapkan koreksi berdasarkan *proportional*, *integral* dan *derivative terms*.

Persamaan (19) merupakan persamaan *PID controller*. K_1 , K_2 dan K_3 secara berturut-turut adalah *proportional*, *integral* dan *derivative gain*. Gambar 2.6 merupakan diagram dari *PID controller*

$$G_c(s) = K_1 + \frac{K_2}{s} + K_3s \quad (19)$$



Gambar 2.6 *PID controller diagram*

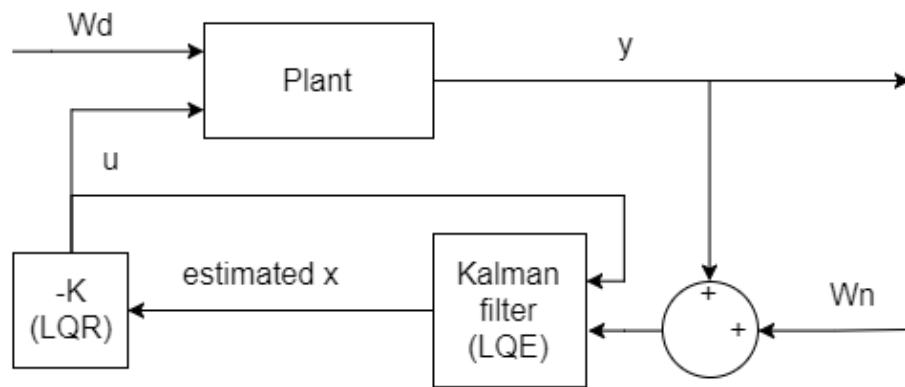
2.7. LQG Controller

Linear quadratic gaussian (LQG) juga digunakan dalam penelitian ini untuk mengendalikan torsi tilting. *LQG* menggabungkan *linear quadratic estimator* atau disebut juga *Kalman filter* dengan *linear quadratic regulator (LQR)* sebagaimana pada persamaan (20). Fungsi kalman filter ini adalah untuk mengestimasi nilai seluruh *state variable* yang tidak diumpan balikkan pada output. Kalman filter juga mampu mengestimasi nilai *state variable* meskipun *plant* dari sistem mengalami *disturbance* W_d serta output variable yang disensor

memiliki *noise* W_n . ε nilai eror dari nilai state x sebenarnya dan nilai estimasi state \hat{x} dihitung dengan persamaan (21). Gambar 2.7 menunjukkan diagram dari *LQG*.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x \\ \varepsilon \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (A - BK_{LQR}) & BK_{LQR} \\ 0 & (A - CK_{LQE}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \varepsilon \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} I & 0 \\ I & -K_{LQE} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_d \\ w_n \end{bmatrix} \quad (20)$$

$$\varepsilon = x - \hat{x} \quad (21)$$



Gambar 2.7 *LQG controller diagram*

BAB 3

METODE PENELITIAN

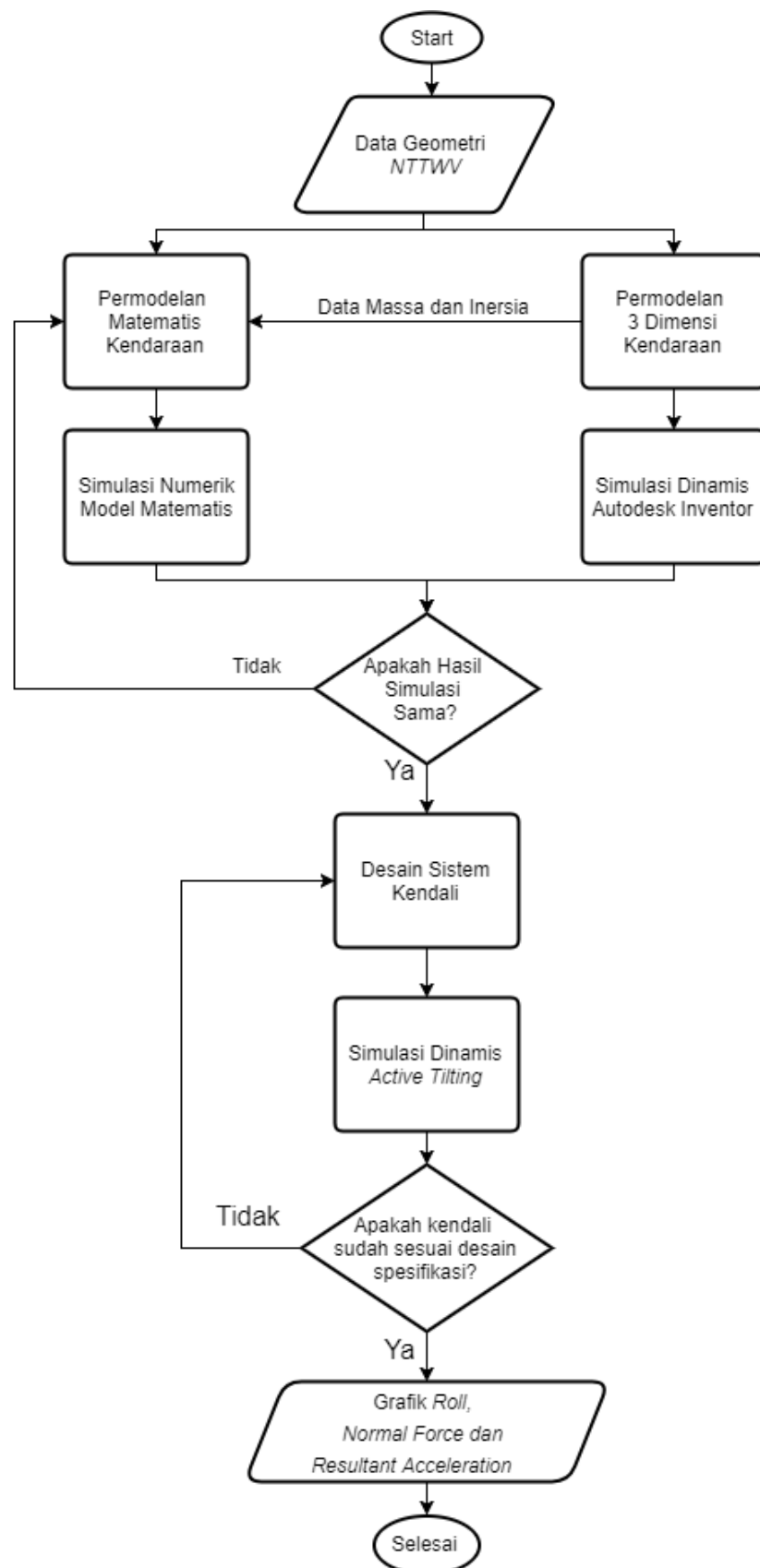
3.1. *Flowchart Penelitian*

Penelitian ini dimulai dengan memasukkan data input yang berupa geometri kendaraan roda 3 seperti *flowchart* pada Gambar 3.1. Data tersebut kemudian menjadi acuan 2 proses yang dilakukan secara paralel. Proses 1 berisi tentang permodelan matematis dan simulasi model matematis sedangkan proses 2 berisi tentang permodelan 3D dan simulasi dinamis pada Autodesk Inventor. Hasil dari 2 proses tersebut kemudian dibandingkan dan dilakukan perbaikan pada model matematis apa bila perbandingan belum sesuai. Setelah 2 hasil tersebut sesuai, proses selanjutnya adalah menganalisis karakteristik dari kendaraan *NTTWV*. Analisis tersebut akan menjadi acuan pada proses selanjutnya yaitu desain sistem kendali. Sistem kendali tersebut dinyatakan sudah berhasil apabila sudah mampu membuat kendaraan stabil ketika berbelok.

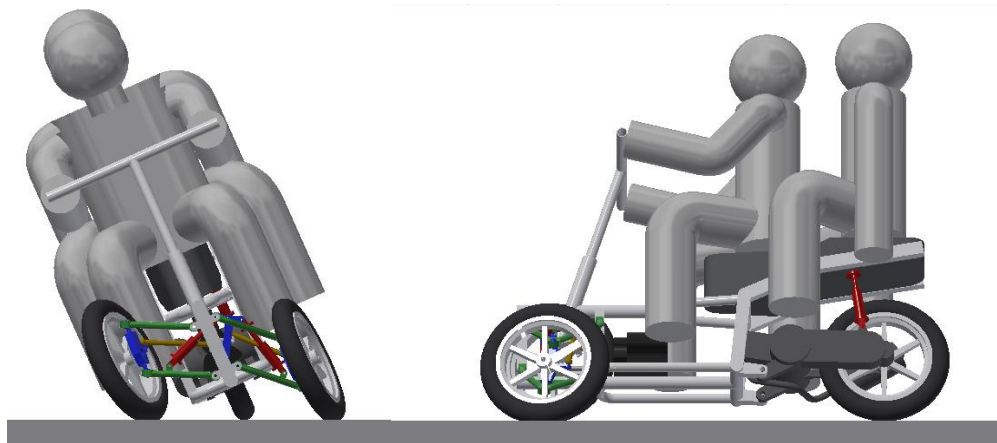
3.2. *Narrow Tilting Three Wheeled Vehicle (NTTWV)*

Gambar 3.2 Menunjukkan kendaraan *NTTWV* yang akan dimodelkan dalam penelitian ini. Kendaraan tersebut adalah kendaraan tiga roda yang mampu membawa 2 yang terdiri dari 1 pengendara dan 1 penumpang. Sistem *tilting* yang digunakan dalam kendaraan ini adalah sistem aktif yang bergerak agar kendaraan mampu memiliki kemiringan dengan sudut tertentu berdasarkan beberapa parameter dinamis sebagai inputnya.

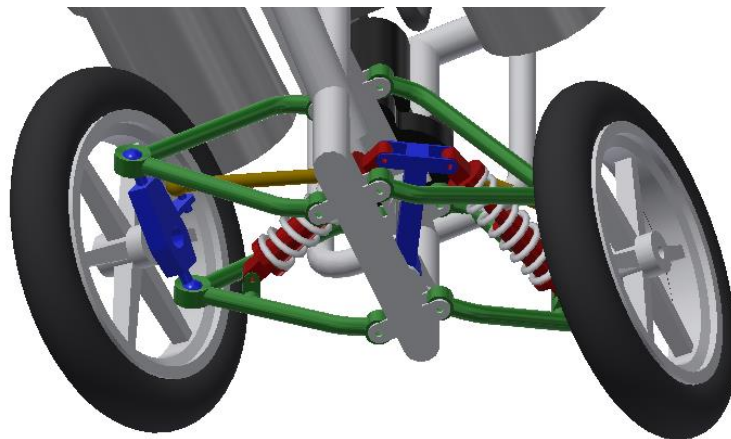
Gambar 3.3 menunjukkan mekanisme suspensi dan *tilting* pada 2 roda depan. Mekanisme ini memiliki beberapa keunggulan. Mekanisme ini hanya membutuhkan 1 motor input sebagai penggerak 2 roda depan. Keunggulan kedua adalah mekanisme ini mampu mempertahankan roda kanan dan kiri selalu memiliki sudut *chamber* yang searah dengan kemiringan body. Keunggulan lainnya adalah mekanisme ini relatif mampu mempertahankan kedudukan 2 suspensi depan tetap tegak lurus dengan lintasan, sehingga nilai kekakuan ekuivalen (K_{eq}) relatif konstan.



Gambar 3.1 Flowchart Penelitian



Gambar 3.2 *Narrow tilting three-wheeled vehicle (NTTWV)*

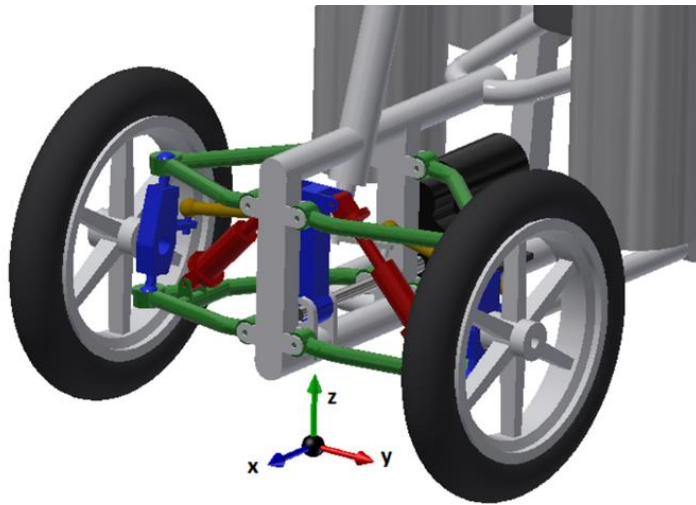


Gambar 3.3 Mekanisme *tilting* roda depan

3.3. Parameter Kendaraan

Gambar 3.4 Menunjukkan posisi titik (0,0,0) yang akan menjadi acuan perhitungan beberapa parameter kendaraan *NTTWV*. Posisi tersebut terletak pada bagian tengah antara kontak 2 roda depan dengan permukaan jalan. Posisi ini membuat kendaraan simetri terhadap bidang *XZ*.

Tabel 3. Menunjukkan parameter-parameter kendaraan yang akan digunakan pada penelitian ini. Parameter massa dan inersia diambil dari data Autodesk Inventor. Data tersebut nanti akan digunakan pada permodelan dan analisis matematis sesuai pada *flowchart* yang telah dijelaskan sebelumnya.



Gambar 3.4 Posisi titik (0,0,0)

Tabel 3.1 Parameter kendaraan *NTTWV*

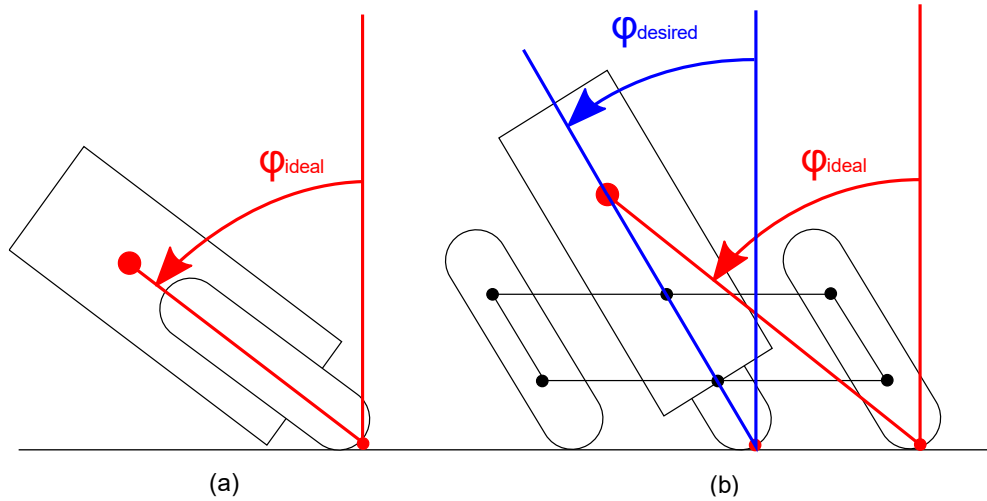
No	Parameter	Simbol	Besaran	Satuan
1	Massa total	m	312	kg
2	Massa <i>roll</i>	m_ϕ	280	kg
3	Tinggi <i>COG roll</i>	h_ϕ	0.53	m
4	<i>Track width</i>	T_w	0.73	m
5	Inersia pada sumbu z	I_z	263.91	kg.m ²
6	Inersia pada sumbu x	I_x	203.86	kg.m ²
7	Jarak <i>COG</i> ke roda depan	L_f	0.8	m
8	Jarak <i>COG</i> ke roda belakang	L_r	0.5	m
9	<i>Wheel base</i>	L	1.3	m
10	<i>longitudinal stiffness</i>	C_σ	80000	N
11	<i>cornering stiffness</i>	C_α	40000	N/deg
12	<i>friction coefficient</i>	μ	0.9	-

3.4. Permodelan Dinamis Kendaraan

Model dinamis pada penelitian ini menggunakan model dengan 4 *degree of freedom (DOF)*. 5 *DOF* tersebut terdiri dari pergerakan ke arah *longitudinal*,

lateral, *yaw* dan *roll*. Ada 2 input yang digunakan pada kendaraan *NTTWV* yaitu sudut kemudi dan torsi tilting.

Inovasi dalam penelitian ini adalah penggunaan *desired roll* $\varphi_{desired}$ daripada *ideal roll* φ_{ideal} . *NTTWV* memiliki *track width* yang memungkinkan kendaraan ini untuk memiliki sudut *roll* yang lebih kecil dibandingkan dengan model *inverted pendulum* murni seperti sepeda motor yang ditunjukkan pada Gambar 3.5 (a). Pada kendaraan rodatica, titik tumpu yang menahan agar kendaraan tidak guling adalah roda bagian luar seperti pada Gambar 3.5 (b). dengan demikian, sudut *roll* sesungguhnya yang dibutuhkan lebih kecil dari *roll* ideal.



Gambar 3.5 Perbandingan *ideal roll* dan *desired roll*:

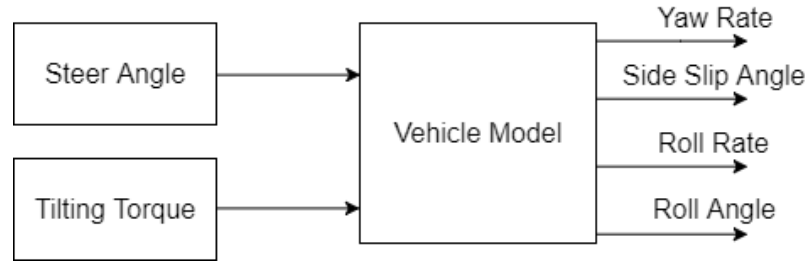
(a) sepeda motor; (b) *NTTWV*

3.5. Permodelan Matematis dan Simulasi Dinamika Kendaraan

Persamaan (6), (7) and (10) telah diubah dalam bentuk state space sebagaimana pada persamaan (22) dan (23). bentuk state space ini memiliki 4 variabel state dan 2 variabel input. Variabel state dari persamaan tersebut adalah $x_1 = \beta$, $x_2 = r$, $x_3 = \varphi$, dan $x_4 = \frac{d\varphi}{dt}$. Sedangkan dua variabel inputnya adalah $u_1 = \delta$ dan $u_2 = T_{tilting}$ sebagaimana ditunjukkan oleh Gambar 3.6.

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -\frac{2(K_f + K_r)}{mV} & \left(1 + \frac{-2(L_f K_f + L_r K_r)}{mV^2}\right) & -\frac{2Y_\phi}{mV} & 0 \\ \frac{2(L_f K_f - L_r K_r)}{I_z} & -\frac{2(L_f^2 K_f + L_r^2 K_r)r}{I_z V} & \frac{2N_\phi}{I_z} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{m_\phi h_\phi V}{I_x} & m_\phi g h_\phi & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \\
&+ \begin{bmatrix} \frac{2K_f}{mV} & 0 \\ \frac{2L_f K_f}{I_z} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \quad (22)
\end{aligned}$$

$$[y] = [I][x] \quad (23)$$



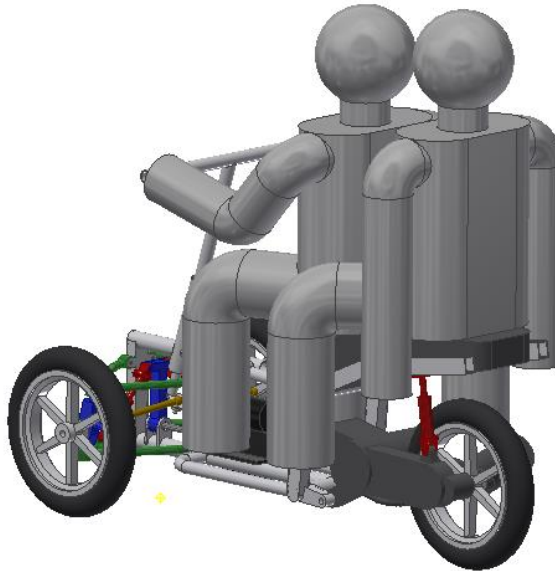
Gambar 3.6 Diagram model matematis tanpa kendali

Cornering stiffness K_f dan K_r perlu untuk diestimasi berdasarkan model ban nonlinier. K_f merupakan *cornering stiffness* total dari dua roda depan sedangkan K_r adalah *cornering stiffness* dari satu roda belakang. Dinamika roda idealnya harus dimodelkan secara nonlinier untuk mendapatkan hasil yang lebih presisi. Karena sifat nonliniernya, maka akan sulit mengubahnya pada bentuk state space. Dengan alasan tersebut, model linier dari ban dipilih dengan menganggap konstan nilai K_f and K_r berdasarkan rata-rata nilai K pada *Dugoff model*.

3.6. Permodelan 3D dan Simulasi Dinamis Autodesk Inventor

Kendaraan *NTTWV* ini masih berada dalam tahap desain dan simulasi. Belum ada bentuk fisik asli atau miniatur untuk dilakukan eksperimen. Pada

tahap awal ini, desain secara 3 dimensi dan simulasi diamis dilakukan menggunakan *software Autodesk Inventor Student*. Hasil permodelan 3D dapat dilihat pada Gambar 3..



Gambar 3.7 Model 3D di *Autodesk Inventor*

3.7. Perbandingan Simulasi Model Matematis dan Model 3D

Grafik posisi kendaraan akan dibandingkan untuk memvalidasi model matematis yang akan digunakan dalam penelitian ini. Validasi dengan menggunakan simulasi *rigid bodies* pada *Autodesk Inventor* ini dilakukan karena keterbasan pembanding yang lebih baik seperti model nyata kendaraan atau eksperimen. Model matematis dikatakan benar apabila telah mendekati hasil simulasi model 3D dalam *software Autodesk Inventor Student*. Simulasi dilakukan dengan sudut belok roda depan konstan 5° dan kecepatan *longitudinal* kendaraan $V = 10 \text{ km/h}$.

3.8. Spesifikasi Desain Sistem Kendali

Tabel 3.2 berikut ini menunjukkan spesifikasi desain yang akan menjadi ukuran hasil simulasi sistem kendali. Gaya normal roda dalam harus selalu positif karena nilai negatif menunjukkan roda telah terangkat. Kondisi ini dapat mengakibatkan kendaraan guling. *Roll angle* maksimal dari sistem *tilting* adalah

25°. Batas maksimal ini bertujuan untuk membuat sistem kendali menjadi layak untuk diaplikasikan pada sambungan A-arm yang memiliki sudut ayun terbatas. Sedangkan nilai *rise time* dan *settling time* pada Tabel 3.2 menunjukkan kecepatan respon sistem *tilting* yang dihitung sejak perubahan sudut kemudi dengan bentuk *step time*.

Tabel 3.2 Desain spesifikasi kendali *NTTWV*

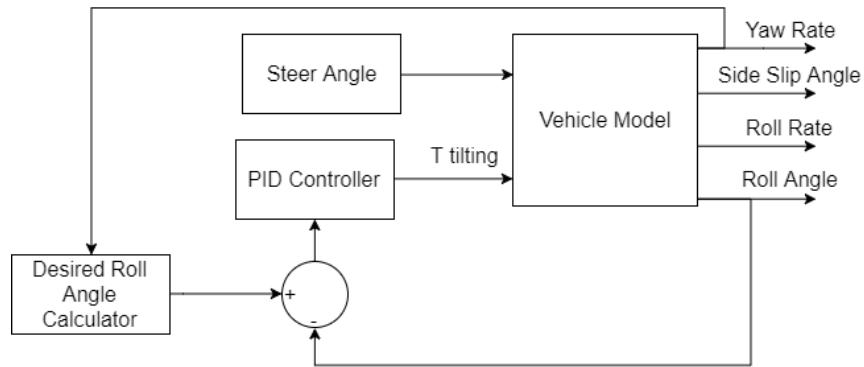
Parameter	Spesifikasi Desain
Gaya normal roda dalam	> 0 N (selalu bernilai positif)
<i>Roll angle</i> maksimal	25°
<i>Rise time</i>	< 0.5 s
<i>Settling time</i>	< 2 s

3.9. Desain dan Simulasi Sistem Kendali *Active Tilting*

Setelah model state space berhasil divalidasi maka proses selanjutnya adalah sistem kendali. Sistem kendali ini akan menentukan seberapa besar momen *tilting* yang diberikan agar mampu memenuhi sudut *Roll* yang diinginkan. Setelah sistem kendali selesai didesain, langkah selanjutnya adalah melakukan simulasi dengan *Active Tilting* untuk mengoptimalkan nilai *roll gain* K_ϕ .

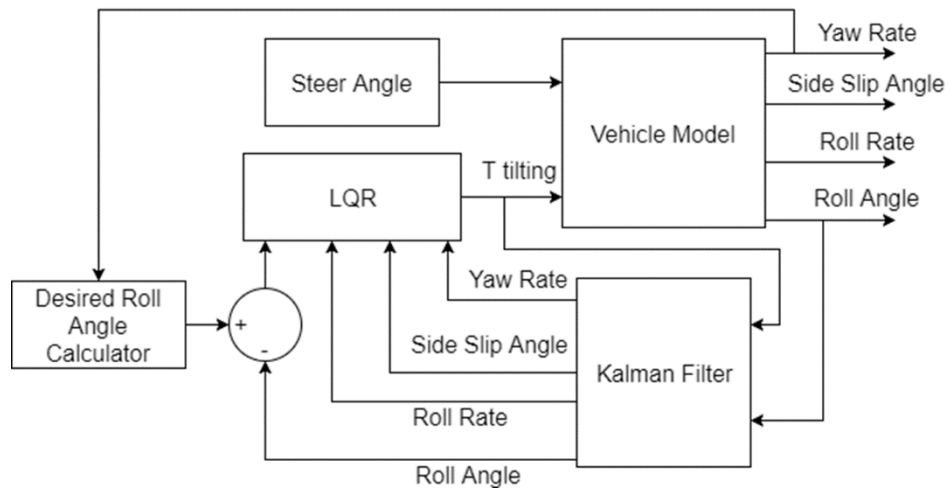
Nilai *roll gain* K_ϕ dikatakan optimal apabila mampu mengombinasikan antara efisiensi penggunaan energi dan kinerja. Efisiensi energi ini akan ditunjukkan oleh seberapa besar sudut *roll* yang dibutuhkan pada simulasi untuk menjaga kestabilan kendaraan. Sementara itu, kinerja dikatakan baik apabila tetap mampu menjaga roda depan kanan tidak terangkat yang ditunjukkan oleh nilai gaya normalnya F_{zfr} negatif.

Gambar 3.8 menunjukkan sistem kendali dengan menggunakan PID controller. Nilai koefisien *proportional*, *integrator* dan *differential* dari controller ini didapatkan dengan menggunakan fitur *Auto Tune* pada *SIMULINK* dalam software *MATLAB*. Besarnya torsi input akan ditentukan oleh persamaan (16) dan (17).



Gambar 3.8 Diagram model matematis dengan kendali *PID*

Sistem kontrol *LQG* juga akan didesain sebagai pembanding sistem kontrol *PID*. Nilai *disturbance* dan *noise* pada simulasi ini diasumsikan konstan. Nilai *Kalman gain* K_{LQE} dan *LQR gain* K_{LQR} akan dihitung untuk mendapatkan respon kendali yang baik. Diagram model matematis dengan kendali *LQG* ditunjukkan pada gambar 3.9. Mantrik Q pada pengendali *LQR* juga akan didesain untuk memprioritaskan state *roll* sebagai state yang paling signifikan pengaruhnya.



Gambar 3.9 Diagram model matematis dengan kendali *LQG*

BAB 4

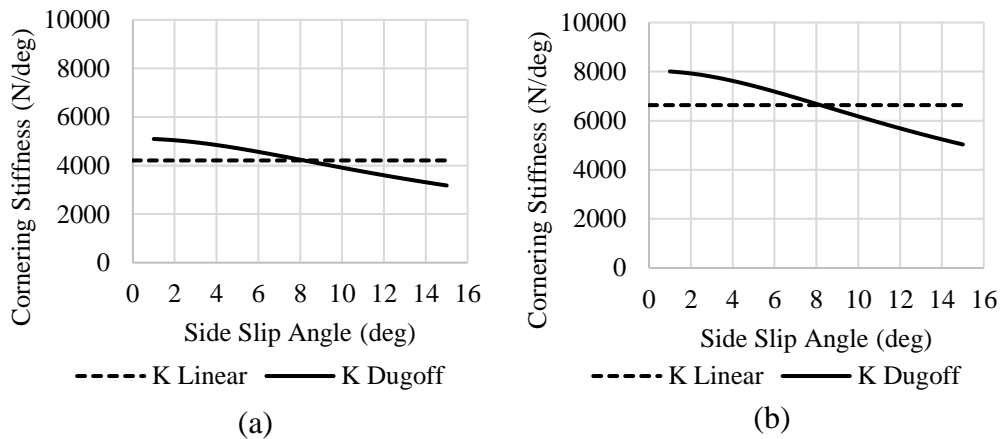
HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

4.1. Nilai *Cornering Stiffness* Depan K_f dan Belakang K_r

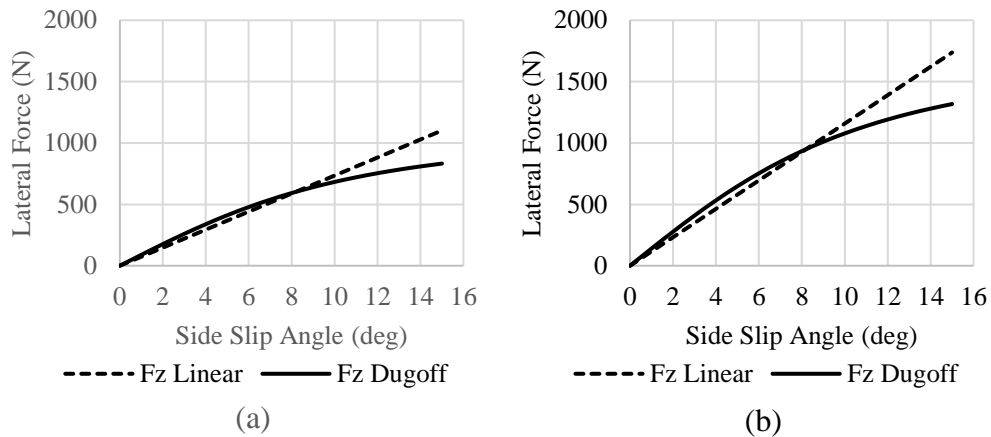
Gambar 4.1 menunjukkan bahwa koefisien *cornering stiffness* K_f dan K_r telah diestimasi dengan menggunakan nilai rata-rata koefisien nonlinier *cornering stiffness* dari model Dugoff. Nilai K_f dan K_r harus digunakan karena model kendaraan dalam bentuk *state space* harus linier. Model yang linier juga penting untuk kemudahan sistem kendali.

Gaya *lateral* antara model linier dan model nonlinier Dugoff ditunjukkan pada Gambar 4.2. dari gambar tersebut dapat disimpulkan bahwa model linier memiliki nilai yang sangat berhimpit pada sudut *Side Slip* yang lebih kecil dari 8 derajat. Sementara nilai perbedaan mulai membesar ketika sudut *Side Slip* sudah melebihi 8 derajat.

Dengan mencari nilai rata-rata koefisien *cornering stiffness* pada model Dugoff, maka nilai K_f dan K_r didapatkan. Nilai koefisien *cornering stiffness* ban depan secara total adalah $K_f = 4208.92 \text{ N/deg}$. Sedangkan nilai koefisien *cornering stiffness* ban belakang adalah $K_r = 6635.33 \text{ N/deg}$.



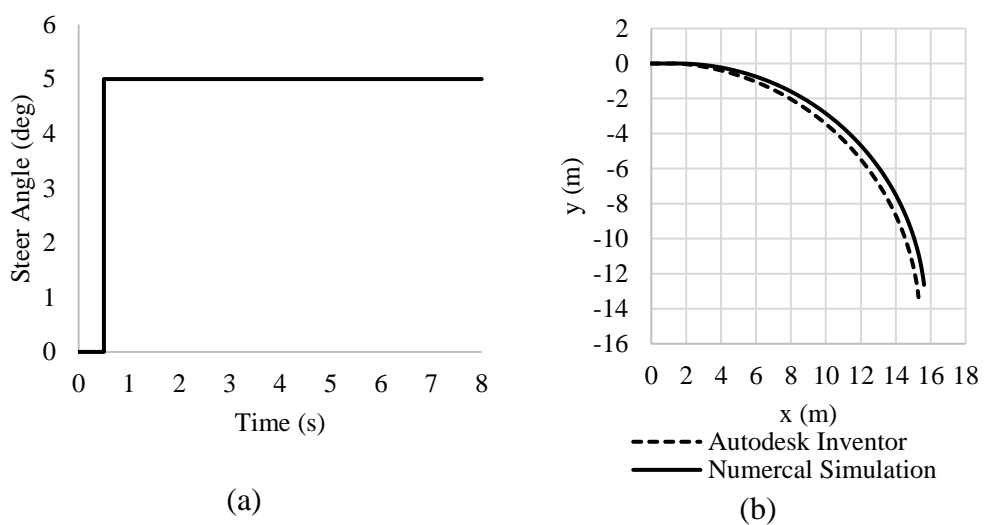
Gambar 4.1. *Cornering Stiffness* dari model linier and model nonlinier Dugoff: (a) ban depan; (b) ban belakang



Gambar 4.2. *Lateral force* dari model linier and model nonlinier Dugoff: (a) ban depan; (b) ban belakang

4.2. Validasi Model Dinamika Kendaraan

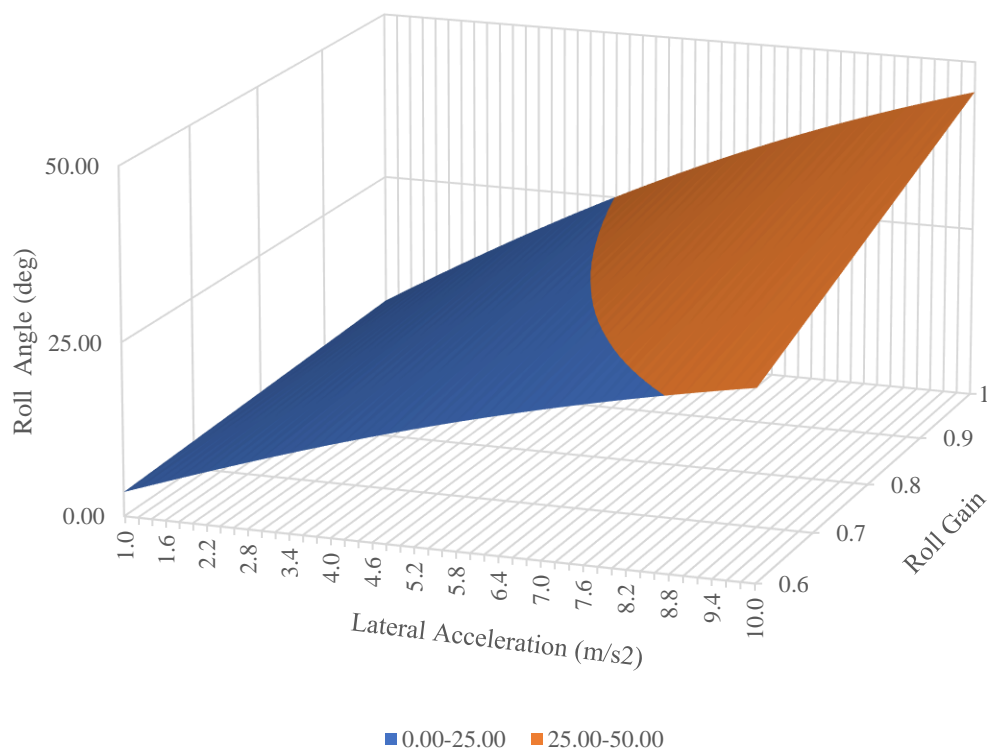
Pada simulasi perbandingan ini, kendaraan bergerak dengan kecepatan *longitudinal* konstan $V = 10 \text{ km/h}$ dan setelah 0.5 s , sudut kemudi berubah dari 0° menjadi 5° sebagaimana pada Gambar 4.3(a). Hasil dari simulasi ini adalah perbandingan posisi kendaraan sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 4.3(b). Hasil tersebut menunjukkan bahwa simulasi model matematis memiliki lintasan kendaraan yang lebih lebar. Hal ini terjadi karena simulasi model matematis memiliki sudut *side slip* yang lebih besar dibandingkan simulasi pada *Autodesk Inventor Dynamic*.



Gambar 4.3. (a) Input sudut kemudi; (b) posisi kendaraan dari simulasi Autodesk Inventor Dynamic dan simulasi model matematis

4.3. Roll Gain K_ϕ

Penentuan nilai *roll* gain didasarkan pada dua parameter: batas sudut *roll* maksimal dan kemampuan untuk mempertahankan kendaraan dari roda terangkat atau guling. Gaya utama yang mengakibatkan kendaraan guling adalah gaya *lateral* yang besarnya berbanding lurus dengan percepatan *lateral* atau percepatan sentrifugal. Oleh karena itu, nilai *roll* yang dibutuhkan untuk menghindari guling juga bebrbanding lurus dengan percepatan *lateral*. Pengaruh percepatan *lateral* dan nilai *roll* gain terhadap *roll* ditunjukkan pada Gambar 4.4. Area berwarna biru menunjukkan nilai *roll* yang diijinkan karena berada di bawah 25° . Sementara area warna oranye menunjukkan nilai *roll* yang lebih dari 25° .



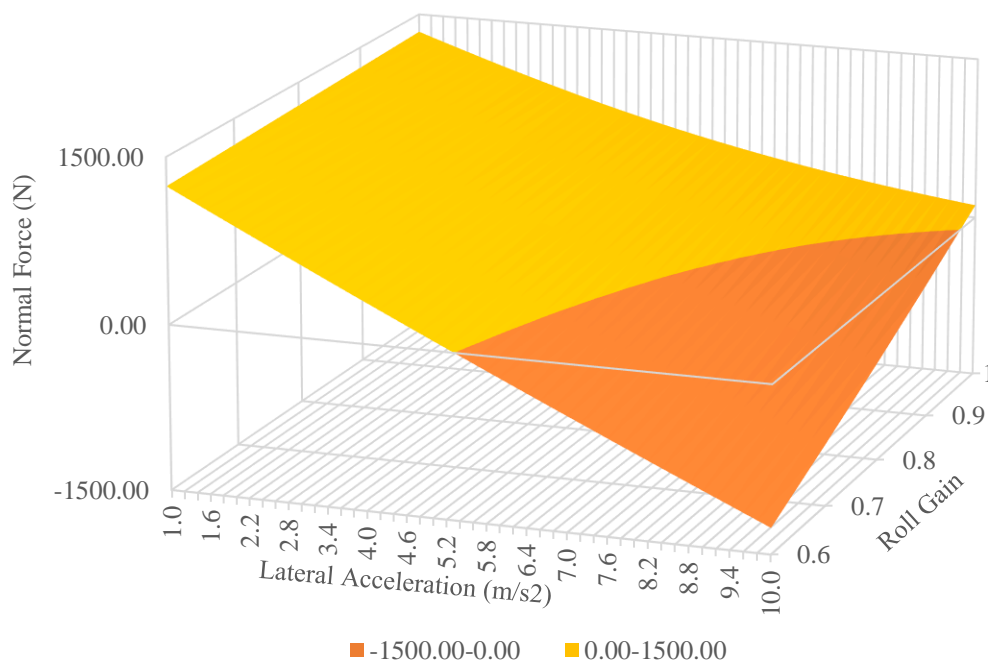
Gambar 4.4. Pengaruh percepatan *lateral* dan nilai *roll* gain terhadap *roll* angle

Parameter kedua yang digunakan untuk penentuan nilai *roll* gain adalah gaya normal roda dalam harus selalu positif. Nilai positif menunjukkan bahwa roda masih dalam keadaan kontak dengan permukaan jalan. Sementara jika gaya

normal bernilai negatif maka dapat dinyatakan bahwa roda sudah terangkat dan bisa berakibat kendaraan guling.

Area yang berwarna kuning pada Gambar 4.5 menunjukkan gaya normal positif. Sementara area yang berwarna oranye menunjukkan nilai gaya normal negatif. Nilai gaya normal berbanding terbalik dengan percepatan *lateral* yang dialami oleh kendaraan. Sementara semakin besar nilai *roll gain* maka semakin besar pula gaya normal yang terjadi.

Nilai *roll gain* ditentukan dengan melihat irisan dari batas pada Gambar 4.4 dan Gambar 4.5. *Roll gain* yang didapatkan adalah sebesar 0.76. nilai tersebut didapatkan pada percepatan *lateral* 6.2 m/s^2 . Pada percepatan tersebut, nilai *roll gain* 0.76 memiliki *roll* 25° dan masih memiliki nilai gaya normal yang positif. Nilai *roll gain* ini selanjutnya akan digunakan pada simulasi pengujian sistem kendali.



Gambar 4.5. Pengaruh percepatan *lateral* dan nilai *roll gain* terhadap gaya normal roda dalam

4.4. Perbandingan *Robustness* Kendali *PID* dan *LQG*

Panda simulasi ini, nilai *roll gain* yang digunakan adalah $K_\phi = 0.76$. Sementara itu, Nilai koefisien *PID* yang didapatkan dari *auto tuning SIMULINK* adalah sebagai berikut: $K_I = 107.77$; $K_I = 129.83$; dan $K_D = 21.78$. sedangkan untuk nilai matrik Q dan R pada pengendali *LQR* ditunjukkan pada persamaan (24) dan (25). Nilai matrik Q pada persamaan (24) menunjukkan bahwa state ketiga yaitu nilai sudut *roll* sangat dominan pengaruhnya bila dibandingkan dengan *state* yang lainnya. Persamaan (26) adalah matrik K_{LQR} yang juga menunjukkan bahwa nilai *state roll* adalah dominan. K_{LQE} atau koefisien dari *kamlan filter* ditunjukkan oleh persamaan (27). Kedua sistem pengendali ini dibandingkan hasilnya sebagaimana pada gambar 4.5.

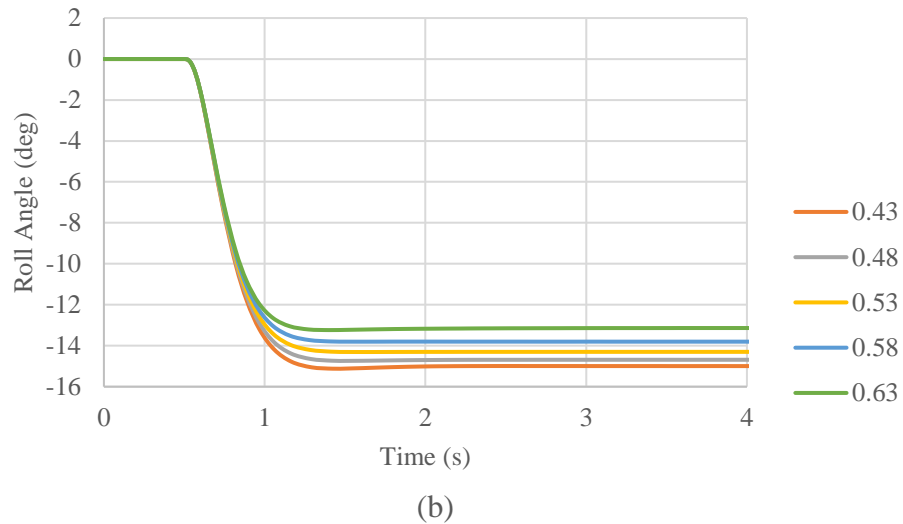
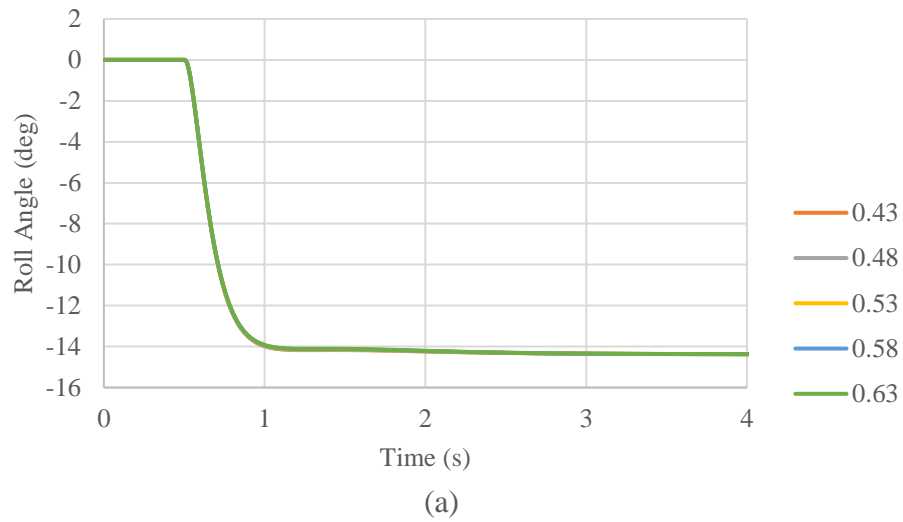
$$Q = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 100 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (24)$$

$$R = \begin{bmatrix} 0.001 & 0 \\ 0 & 0.001 \end{bmatrix} \quad (25)$$

$$K_{LQR} = [0.17 \quad 0.31 \quad 318.14 \quad 39.79] \quad (26)$$

$$K_{LQE} = [0.02 \quad 2.24 \quad 6.22 \quad 18.82] \quad (27)$$

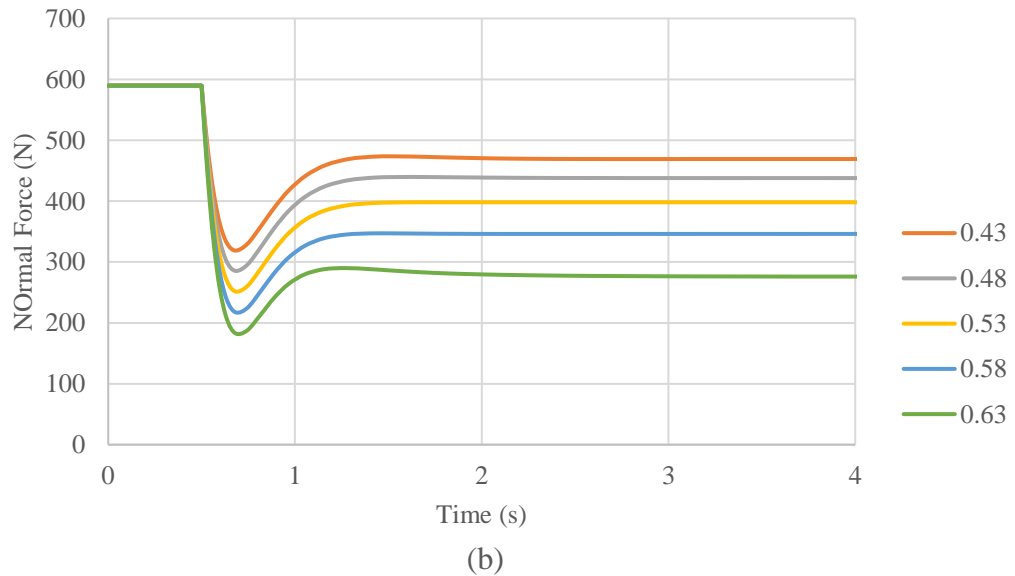
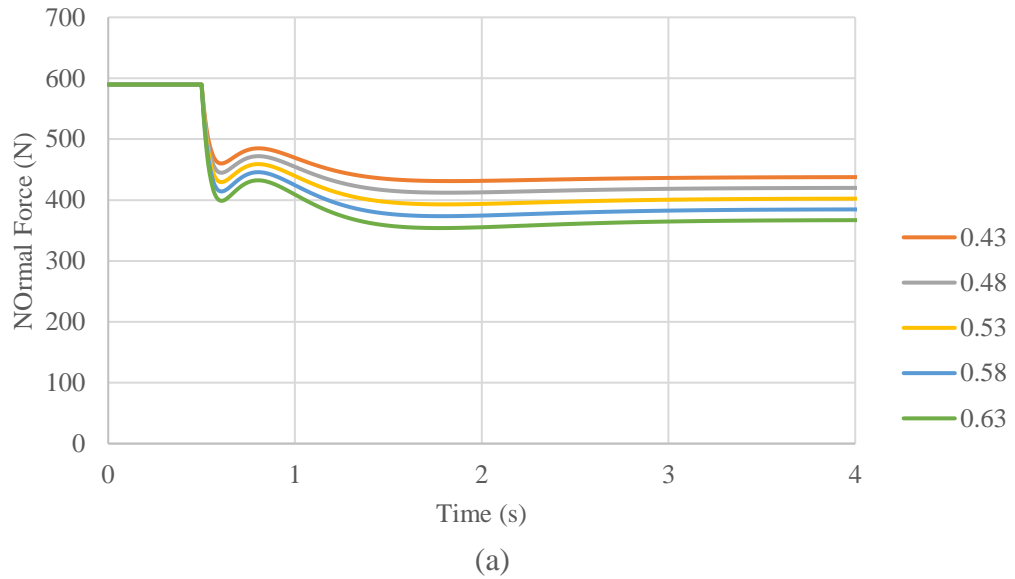
Pengujian *robustness* dilakukan pada kecepatan 30 km/h dan dengan perubahan sudut kemudi 5° dengan bentuk *step time*. Pengujian *robustness* dengan variasi ketinggian titik berat terhadap *roll angle* ditunjukkan pada Gambar 4.6. Pada gambar tersebut terlihat bahwa sistem kendali *PID* lebih *robust* bila dibandingkan dengan sistem kendali *LQG*. Respon pada kendali *PID* sangat berhimpit pada semua nilai tinggi titik berat yang divariasikan. Hal yang berbeda terjadi pada sistem kendali *LQG* dimana respon memiliki *error* yang cukup besar pada setiap perubahan tinggi titik beratnya.



Gambar 4.6. Pengujian *robustness* dengan variasi ketinggian titik berat terhadap *roll angle*: (a) *PID*; (b) *LQG*

Pengujian *robustness* kedua adalah menguji pengaruh perubahan ketinggian titik berat terhadap nilai gaya normal pada roda bagian dalam sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 4.7. Sistem kendali *PID* memiliki respon yang lebih berhimpit bila dibandingkan dengan kendali *LQG*. Hal ini disebabkan karena kendali *PID* memiliki 3 komponen *gain* yaitu *proportional*, *integral* dan *differential gain* dibandingkan dengan *LQG* yang hanya memiliki satu *gain* yaitu *proportional gain*.

Bentuk respon dari kedua sistem kendali tersebut juga berbeda. Sistem kendali *PID* memiliki *undershoot*. Sementara respon dari sistem kendali *LQG* hanya memiliki *overshoot* namun nilainya cukup besar. Nilai overshoot yang besar ini akan berpengaruh terhadap pengalaman berkendara dari penumpang yang menggunakan *NTTWV*.



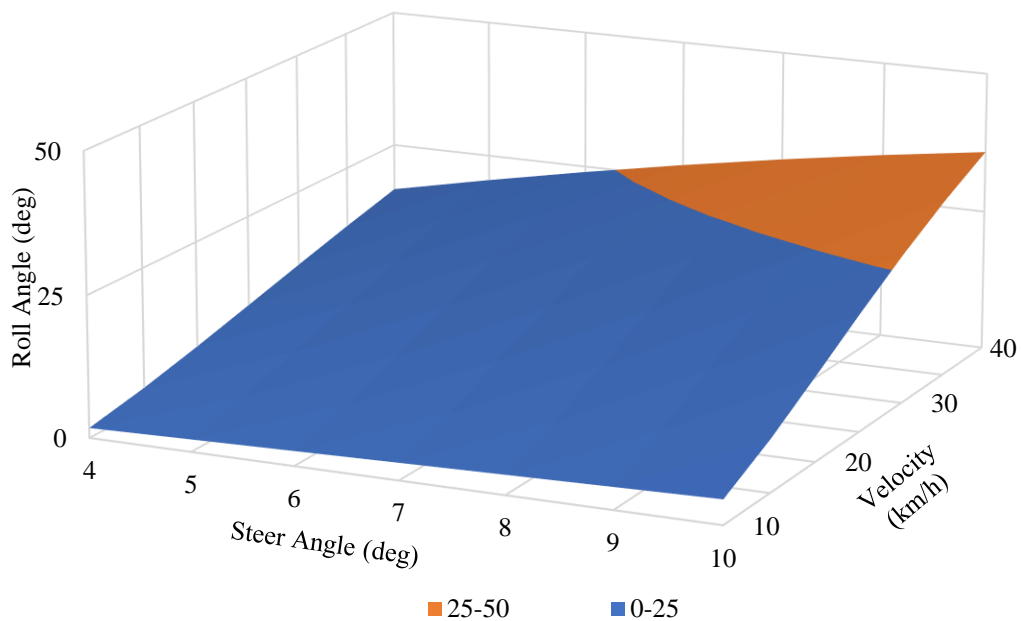
Gambar 4.7. Pengujian *robustness* dengan variasi ketinggian titik berat terhadap gaya normal roda dalam: (a) *PID*; (b) *LQG*

4.5. Roll Angle

Pengaruh dari sudut kemudi dan kecepatan ke arah *longitudinal* terhadap *roll angle* pada *roll gain* 0.76 ditunjukkan pada Gambar 4.8. Semakin besar sudut kemudi maka *roll angle* yang terjadi juga akan lebih besar. Hali ini terjadi karena radius belok berbanding terbalik dengan sudut kemudi sedangkan gaya *lateral* berbanding terbalik dengan radius belok.

Hal yang sama juga terjadi pada parameter kecepatan *longitudinal*. Semakin besar kecepatan *longitudinal* maka semakin besar pula *roll angle* dari kendaraan. Hali ini terjadi karena gaya *lateral* atau gaya sentrifugal berbanding lurus dengan kuadrat kecepatan *longitudinal* ketika berbelok.

Area berwarna biru menunjukkan nilai *roll* yang diijinkan karena berada di bawah 25° . Sementara area warna oranye menunjukkan nilai *roll* yang lebih dari 25° . Batas kecepatan 40 km/h dan batas sudut kemudi 10° dipilih karena dinilai sudah mewakili kondisi berkendara di jalanan urban.



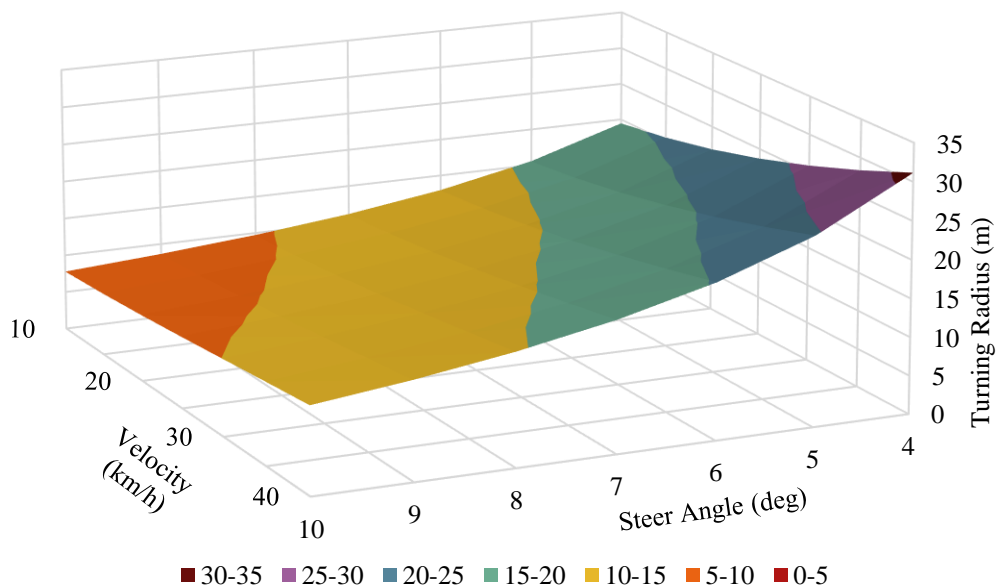
Gambar 4.8. Pengaruh dari sudut kemudi dan kecepatan ke arah *longitudinal* terhadap *roll angle*

4.6. Turning Radius

Radius belok merupakan parameter yang sangat penting untuk melihat kemampuan berbelok dari sebuah kendaraan. Radius belok tidak hanya dipengaruhi oleh sudut belok namun juga dipengaruhi oleh kecepatan *longitudinal*. Hal ini terjadi karena gaya *lateral* yang berbanding lurus dengan kuadrat kecepatan *longitudinal* akan mempengaruhi sudut slip roda depan dan roda belakang.

Gambar 4.9 menunjukkan pengaruh dari sudut kemudi dan kecepatan ke arah *longitudinal* terhadap radius belok pada *roll gain* 0.76. Dari gambar tersebut terlihat bahwa semakin besar sudut kemudi maka akan semakin kecil radius belok kendaraan. Namun hubungan antara dua parameter tersebut tidak linier.

Di sisi lain, besarnya radius belok berbanding lurus dengan kecepatan *longitudinal*. Hubungan yang seperti ini menunjukkan bahwa kendaraan *NTTWV* pada penelitian ini mengalami *understeer*. Fenomena *understeer* ini terjadi karena sudut slip roda depan lebih besar dari roda belakang.



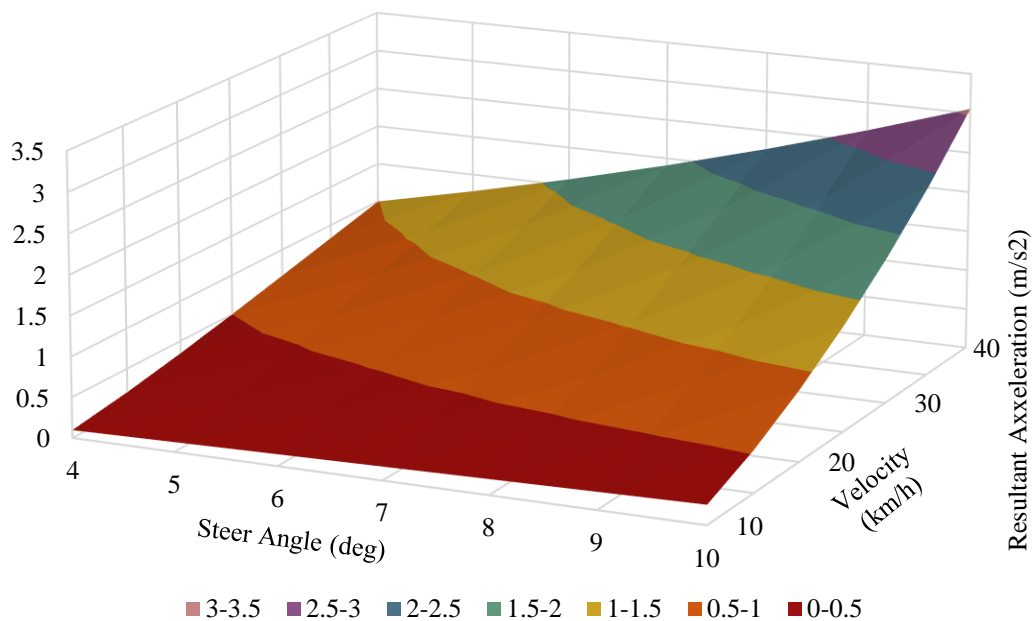
Gambar 4.9. Pengaruh dari sudut kemudi dan kecepatan ke arah *longitudinal* terhadap radius belok

4.7. Resultant Acceleration

Aspek kenyamanan dari *NTTWV* juga di analisa dengan menggunakan parameter percepatan resultan dan hasilnya sebagaimana pada Gambar 4.10. Nilai percepatan resultan yang terjadi akan dirasakan oleh pengendara ketika berbelok. Karena adanya mekanisme aktif sudut *roll*, percepatan resultan yang dirasakan pada *NTTWV* jauh lebih kecil daripada pada mobil.

Akelerasi resultan ini diakibatkan oleh penerapan *roll* gain pada sistem kendali. Kendaraan inverted pendulum murni seperti sepeda motor nilai percepatan resultannya adalah nol. Arah dari percepatan resultan adalah tegak lurus dengan sumbu vertikal pada bodi kendaraan yang mengalami *roll*.

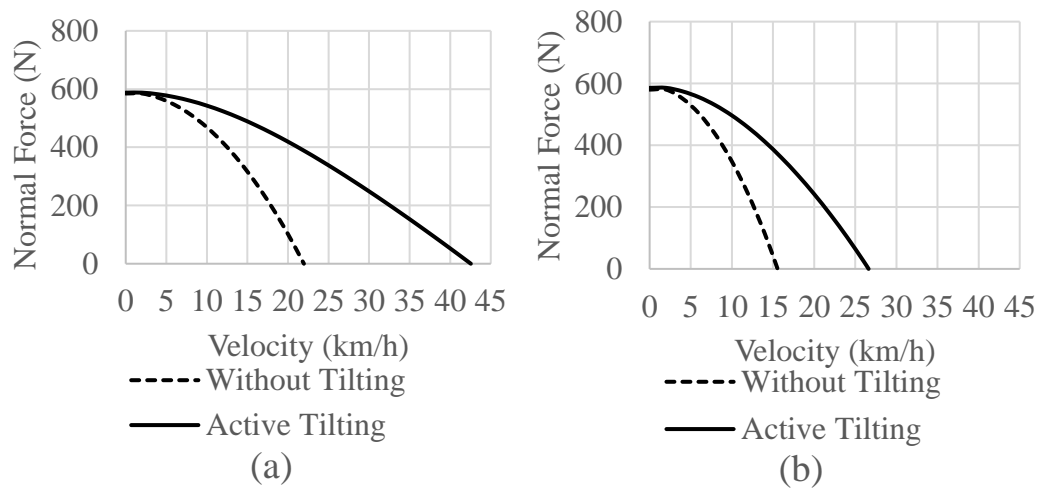
Nilai dari percepatan resultan berbanding lurus dengan nilai kecepatan *longitudinal* dan sudut kemudi kendaraan. Hal ini terjadi karena pada dasarnya nilai dari percepatan ini adalah resultan dari percepatan gravitasi dan percepatan *lateral*.



Gambar 4.10. Pengaruh dari sudut kemudi dan kecepatan ke arah *longitudinal* terhadap *resultant acceleration*

4.8. Peningkatan Kecepatan Kritis

Hasil simulasi terakhir adalah untuk membandingkan dengan kendaraan 3 roda *non-active* dengan bentuk geometri yang sama. Gambar 4.7 menunjukkan peningkatan pada $\delta = 5^\circ$ dan $\delta = 10^\circ$. Kecepatan kritis terjadi ketika $F_{zfr} = 0N$ atau dengan kata lain kecepatan sesaat sebelum roda terangkat. Pada $\delta = 5^\circ$, kecepatan kritis meningkat dari 22 km/h ke 42.5 km/h . Peningkatan pada sudut kemudi ini sebesar 193%. Pada $\delta = 10^\circ$, kecepatan kritis meningkat dari 15.5 km/h ke 26.6 km/h . Peningkatan pada sudut kemudi ini sebesar 171%.



Gambar 4.11. gaya normal dari roda depan kanan dari *non-tilting* dan *active tilting 3-wheeled vehicle*: (a) $\delta = 5 \text{ deg}$; (b) $\delta = 10 \text{ deg}$

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Kesimpulan dari penelitian analisa dinamis dan kendali *NTTWV* ini adalah sebagai berikut:

1. Model dinamis telah berhasil divalidasi dan mampu mewakili kondisi *NTTWV* ketika berbelok. Nilai *cornering stiffness* dari model dinamis ini diambil dari rata-rata *cornering stiffness* model Dugoff yaitu $K_f = 4208.92 \text{ N/deg}$ dan $K_r = 6635.33 \text{ N/deg}$.
2. Sistem kendali telah dioptimalkan dengan menggunakan *roll gain* $K_\phi = 0.76$. Nilai tersebut didapatkan dengan menerapkan batas maksimal sambungan *A-arm* yaitu 25° dan menjaga roda dalam tetap memiliki kontak dengan permukaan jalan atau ditunjukkan dengan nilai $F_{zfr} > 0$.
3. Penerapan *roll gain* 0.76 mampu membuat sistem kendali *tilting* menjadi lebih mudah diaplikasikan karena memiliki *roll* yang lebih rendah dari *roll* ideal.
4. Sistem pengendali *PID* lebih *robust* bila dibandingkan dengan sistem kendali *LQG* pada variasi tinggi titik berat kendaraan.
5. Peningkatan kecepatan kritis dibandingkan dengan kendaraan 3 roda *non-tilting* pada $\delta = 5^\circ$ dan $\delta = 10^\circ$ adalah 193% dan 171%.

5.2. Saran

Saran dari penelitian analisa dinamis dan kendali *NTTWV* ini adalah sebagai berikut:

1. Pengujian eksperimen dibutuhkan untuk mendapatkan beberapa parameter ban yang lebih akurat.
2. Simulasi dengan *parameter varying* dan melibatkan percepatan serta pengereman perlu dilakukan untuk pengembangan selanjutnya.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Roqueiro, N., Colet, E.F., De Faria, M.G., (2010), "A Sliding Mode Controlled Tilting Three Wheeled Narrow Vehicle", XVIII Congresso Brasileiro de Automática / 12 a
- [2] Morita, Y.M., Roqueiro, N., Silveria, H.B. (2016) "Steering and Velocity Tracking of a Tilting Three-Wheeled Vehicle Using Sliding Mode Control", 14th International Workshop on Variable Structure Systems (VSS)
- [3] Furuichi, H., Huang, J., Matsuno, T., Fukuda, T. (2012), "Dynamic Model of Three Wheeled Narrow Tilting Vehicle and Optimal Tilt Controller Design", International Symposium on Micro-NanoMechatronics and Human Science (MHS)
- [4] Sindha, J., Chakraborty, B., Chakravarty, D., (2017), "Automatic stability control of three-wheeler vehicles – recent developments and concerns towards a sustainable technology", Proc IMechE Part D: J Automobile Engineering 1–17
- [5] Tang, C., He, L., Khajepour, A., (2018), "Design and analysis of an integrated suspension tilting mechanism for narrow urban vehicles", Mechanism and Machine Theory 120 225–238
- [6] Goodarzi, A., Soltani, A., Shojaeefard, M.H., Khajepour, A., (2014), "An integrated vehicle dynamic control strategy for three-wheeled vehicles", Proc IMechE Part K: J Multi-body Dynamics 0(0) 1–20
- [7] Rajamani, R. (2012), "Vehicle Dynamics and Control", Springer, New York
- [8] Ataei, M., Khajepour, A., Jeon, S., (2017), "Rollover stabilities of three-wheeled vehicles including road configuration effects" Proc IMechE Part D: J Automobile Engineering 1–13
- [9] Edelmann, J., Plöchl, M., Lugner, P., (2011), "Modelling and analysis of the dynamics of a tilting three-wheeled vehicle", Multibody Syst Dyn 26:469–487
- [10] Mourand, L., Claveau, F., Chevrel, Phillippe., (2014), "Direct and Steering Tilt Robust Control of Narrow Vehicles", IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems. Volume: 15, Issue: 3
- [11] Abe, M., (2015), "Vehicle Handling Dynamics Theory and Application", Elsevier Ltd

- [12] Jazar R.N. (2014), "Vehicle Dynamics Theory and Application". School of Engineering RMIT University, Springer Science+Business Media, New York
- [13] Bhoraskar A., Sakthivel P., (2017), "A Review and a Comparison of Dugoff and Modified Dugoff Formula with Magic Formula" International Conference on Nascent Technologies in the Engineering Field
- [14] Chen L., Bian M., Luo Y., Li K., (2013), "Maximum Tire Road Friction Estimation Based on Modified Dugoff Tire Model" International Conference on Mechanical and Automation Engineering
- [15] Wasiwitono U., Sutantra I.N., Yohanes, Triwinarmo Y., (2015), "Steady-State Cornering Modeling and Analysis of Three-Wheel Narrow Vehicle", Applied Mechanics and Material, Trans Tech Publication, Switzerland, Vol 758 pp 173-178

RIWAYAT PENULIS



Muhammad Fadlil Adhim dilahirkan 29 Mei 1992 di Situbondo Jawa Timur. Penulis merupakan putra dari pasangan Abd Mughni Shaleh dan Khairiyah. Penulis menamatkan pendidikan dasar di SD Ibrahimy pada tahun 1998-2004. Sekolah menengah pertama penulis ditempuh di SMP Ibrahimy pada tahun 2004-2007. Sedangkan untuk jenjang SMA, penulis menempuhnya di SMA Ibrahimy pada tahun 2007-2010. Seluruh pendidikan tingkat SD, SMP dan SMA penulis merupakan sekolah yang berada dalam pondok pesantren Syalafiyah Syafi'iyah Sukorejo Situbondo. Penulis melanjutkan studinya di S1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2010-2014. Pada tahun 2014-2016 penulis menjadi guru di SMA Ibrahimy pondok pesantren Syalafiyah Syafi'iyah Sukorejo Situbondo. Pada tahun 2016-2018, penulis menempuh jenjang studi S2 pprogram studi Teknik Otomotif di Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.